



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO
INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL
ENGINEERING

ZÁKLADNÍ PARAMETRY TECHNOLOGIE PRO VÝROBU ENERGIE Z BIOMASY

MAIN CHARACTERISTICS OF TECHNOLOGY FOR BIOMASS BASED ENERGY
PRODUCTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ONDŘEJ GROLIG

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN PAVLAS, Ph.D.

BRNO 2009

Abstrakt

Práce se zabývá technicko-ekonomickou analýzou uplatnění kogenerace v jednotkách středních výkonů spalujících biomasu. Hlavním výstupem práce je výpočtový systém založený na bilančních modelech klíčových uzlů kogenerace využívající parní oběh. Výpočtový systém je použit při řešení konkrétní případové studie zaměřené na doplnění biomasového kotle o výkonu 1 MW o expanzní zařízení (parní motor nebo turbína).

Abstract

This thesis deals with a technical economic analysis of the midrange biomass units use. The main output product of the thesis is the computational system based on balance models of cogeneration key nodes. The computational system is suited for cogeneration technologies based on the Rankin steam cycle. The computational system was used for a particular case study calculation focused on a 1 MW biomass boiler extension by an expansion engine (a steam turbine or steam engine).

Klíčová slova

Kogenerace
Ekonomická analýza
Simulace
Parní turbína
Parní motor
Biomasa

Key words

Cogeneration
Economic analysis
Simulation
Steam turbine
Steam engine
Biomass

Bibliografická citace

GROLIG, O.: ZÁKLADNÍ PARAMETRY TECHNOLOGIE PRO VÝROBU ENERGIE Z BIOMASY, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 80 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Pavlas, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *ZÁKLADNÍ PARAMETRY TECHNOLOGIE PRO VÝROBU ENERGIE Z BIOMASY* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Matrina Pavlase, Ph.D. a uvedl v seznamu literatury všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 28. května 2009

vlastnoruční podpis autora

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Martinu Pavlasovi, Ph.D. za odborné systematické vedení diplomové práce, věcné připomínky a v neposlední řadě také opravu chyb. Dále si mé poděkování bezpochyby zaslouží také Prof. Ing. Josef Kohoutek, CSc. za konzultace při sestavování výpočtového programu v prostředí MAPLE.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	8
1. ÚVOD	10
2. KOGENERACE	12
2.1 POJEM KOGENERACE.....	12
2.2 HODNOCENÍ KOGENERACE.....	12
2.3 KOGENERAČNÍ ZAŘÍZENÍ	13
2.3.1 <i>Parní kogenerace s turbínou</i>	13
2.3.2 <i>Zhodnocení cyklu parní kogenerace s turbínou</i>	16
2.3.3 <i>Kogenerace s parním motorem</i>	17
2.4 KOGENERACE S VYUŽITÍM ORC	18
2.5 KOGENERACE SE STIRLINGOVÝM MOTOREM	18
2.6 PLYNOVÁ KOGENERACE	19
2.7 PAROPLYNOVÝ KOGENERAČNÍ CYKLUS	21
2.7.1 <i>Paroplynová kogenerace</i>	21
2.7.2 <i>Chengův cyklus</i>	22
3. KOGENERACE Z BIOMASY V JEDNOTKÁCH STŘEDNÍCH VÝKONŮ.....	24
3.1 SPALOVACÍ ČÁST	24
3.2 TEPELNÝ VÝMĚNÍK – PARNÍ NEBO HORKOVODNÍ KOTEL	26
3.3 PARNÍ TURBÍNA.....	27
3.4 PARNÍ MOTOR	30
3.5 KONDENZÁTOR	30
3.6 NAPÁJECÍ ČERPADLO	31
4. MATEMATICKÝ MODEL PROGRAMU PRO STANOVENÍ EKONOMICKÉ BILANCE TECHNOLOGIE	32
4.1 VSTUPNÍ HODNOTY VÝPOČTU	33
4.2 POSTUP VÝPOČTU	34
4.2.1 <i>Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti tepelného stroje</i>	34
4.2.2 <i>Sestavení křivky trvání spotřeby tepla</i>	36
4.3 TEPELNÁ BILANCE KONDENZÁTORU PÁRY	40
4.4 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ KOGENERAČNÍ TECHNOLOGIE	42
5. PŘÍPADOVÁ STUDIE	44
5.1 SPALOVACÍ ČÁST	44
5.2 VÝROBA ELEKTRICKÉ ENERGIE.....	45
5.2.1 <i>Jednostupňová radiální parní turbína TR Hi 150</i>	46
5.2.2 <i>Parní motor 2/2 H7 TS</i>	48

5.3	POPIS ÚLOHY	50
5.3.1	<i>Varianta 1 - Teplárenská technologie vybavená teplovodním kotlem o jmenovitém výkonu 1 MW</i> 54	
5.3.2	<i>Varianta 2 - Kogenerační technologie parního kotle o jmenovitém výkonu 1 MW v kombinaci s jednostupňovou radiální turbínou TR Hi 150</i>	55
5.3.3	<i>Varianta 3 - Kogenerační technologie parního kotle o jmenovitém výkonu 1 MW v kombinaci s parním motorem 2/2 H7 TS od fy. Spilling</i>	55
5.4	VÝSLEDKY EKONOMICKÉHO HODNOCENÍ	56
6.	ZÁVĚR.....	60
7.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	61
	SEZNAM PŘÍLOH.....	62

Seznam použitých symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
η_{el}	Elektrická účinnost	[-]
P_{el}	Generovaný elektrický výkon	[kW]
$Q_{vpalivu}$	Energetický obsah paliva	[kWh]
η_{therm}	Tepelná účinnost	[-]
$\eta_{celková}$	Celková účinnost	[-]
σ	Teplárenský modul	[-]
P_{therm}	Tepelný výkon	[kW]
σ_{φ}	Obvodové membránové napětí	[MPa]
p	Tlak	[MPa]
D	Střední průměr skořepiny pláště kotle	[m]
s	Tloušťka stěny pláště kotle	[mm]
τ_{otop}	Počet hodin otopného období	[h]
d_{otop}	Počet dní otopného období	[dny]
Δh_{is}	Isoentropický entalpický spád	[kJ/kg]
ds	Změna entropie	[kJ/kg/K]
dq	Změna tepla	[kW]
T	Teplota	[°C]
η_{TD}	Vnitřní termodynamická účinnost zařízení	[-]
Δh_{real}	Skutečný entalpický spád	[kJ/kg]
P	Výkon dodávaný tepelným strojem	[kW]
η_{alt}	Účinnost alternátoru	[-]
$\dot{m}_{páry}$	Hmotnostní průtok páry	[t/h]
P_{real}	Reálný generovaný aktuální výkon tepelného stroje	[kW]
$h_{TS_{isoentrop_{out}}}$	Entalpie páry na výstupu z tepelného stroje po isentropické expanzi	[kJ/kg]
$P_{isoentrop}$	Výkon tepelného stroje v případě ideální isentropické expanze	
$h_{TS_{in}}$	Entalpie páry na vstupu do tepelného stroje	[kJ/kg]
$\Delta h_{TS_{isoentrop}}$	Entalpický spád předaný parou tepelnému stroji	[kJ/kg]
$s_{TS_{in}}$	Hodnota měrné entropie páry na vstupu do tepelného stroje	[kJ/kg/K]
$s_{TS_{out}}$	Hodnota měrné entropie na výstupu z tepelného stroje	[kJ/kg/K]
τ_{TUV}	Počet hodin trvání potřeby teplé užitkové vody	[h]
d_{TUV}	Počet dní trvání potřeby teplé užitkové vody	[dny]
T_{pr}	Průměrná denní venkovní teplota	[°C]
$T_{7.00}$	Venkovní teplota v 7 hodin ráno	[°C]

$T_{14.00}$	Venkovní teplota ve 14 hodin	[°C]
$T_{21.00}$	Venkovní teplota ve 21 hodin	[°C]
ΔT_i	Teplotní rozdíl pro který je nutno určit potřebný výkon pro vytápění	[°C]
T_i	Teplota z rozmezí $\{T_{návrhová}, \dots, T_{pr}\}$	[°C]
k	Přírůstek tepla dodaného vytápěnému objektu pro zvýšení teploty o 1°C	[kW/°C]
P_{max}	Výkon nezbytný pro pokrytí tepelných ztrát objektu při venkovní návrhové teplotě	[kW]
ϑ	Bezrozměrný koeficient určující tvar bezrozměrné křivky trvání potřeby tepla	[-]
ν	Bezrozměrný koeficient určující tvar bezrozměrné křivky trvání potřeby tepla	[-]
$Q_{výtop}$	Množství tepla nezbytného pro vytápění objektu	[kWh]
f	Funkce křivky trvání potřeby tepla	[-]
m_{paliva}	Hmotnost paliva spáleného za rok	[t]
Q_{biom}	Množství tepla vyrobeného z paliva – biomasy	[kWh]
LHV	Výhřevnost paliva	[MJ/kg]
$\dot{m}_{páryK}$	Hmotnostní průtok páry kondenzátorem	[t/h]
P_{TUV}	Teplený výkon nezbytný pro ohřev teplé užitkové vody	[kWh]
$h_{kond_{in}}$	Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru	[kJ/kg]
$h_{kond_{out}}$	Entalpie páry na výstupu z kondenzátoru	[kJ/kg]
$h_{boil_{out}}$	Entalpie na výstupu z kotle	[kJ/kg]
\dot{m}_{bP}	Hmotnostní průtok páry bypassem	[t/h]
\dot{m}_{TS}	Hmotnostní průtok páry tepelným strojem	[t/h]
Q_{el}	Množství vygenerované elektrické energie za rok	[kWh]
Z_i	Zisk v i-tém roce	[Kč]
CF_i	Cash flow v i-tém roce	[Kč]
A	Roční anuita	[Kč]
$PBCK$	Doba návratnosti investice	[Kč]
Inv	Investiční náklady na výstavbu technologie	[Kč]
NPV	Čistá současná hodnota technologie po uplynutí životnosti	[Kč]
r	Diskontní sazba	[-]
T_z	Životnost technologie	[let]
\dot{m}_{TS}	Hmotnostní průtok páry tepelným strojem	[t/h]

1. Úvod

„Biomasa obecně je organická hmota na Zemi, která se účastní koloběhu živin v biosféře. Jedná se o těla všech organismů, živých i mrtvých, od největších druhů až po mikroskopické – tj. živočichů, rostlin, hub, bakterií a sinic.“ [1]

Legislativní formulace pojmu biomasa je následující: „Biomasa se rozumí biologicky rozložitelná část výrobků, odpadů a zbytků z provozování zemědělství a hospodaření v lesích a souvisejících průmyslových odvětvích, zemědělské produkty pěstované pro energetické účely a rovněž biologicky rozložitelná část vytríděného průmyslového a komunálního odpadu.“ [2]

Z energetického hlediska je však významná pouze energeticky využitelná biomasa tak, jak na ni nahlíží legislativní formulace. Tuto biomasu lze považovat za akumulovanou energii slunečního záření, jež je možno dále energeticky využívat.

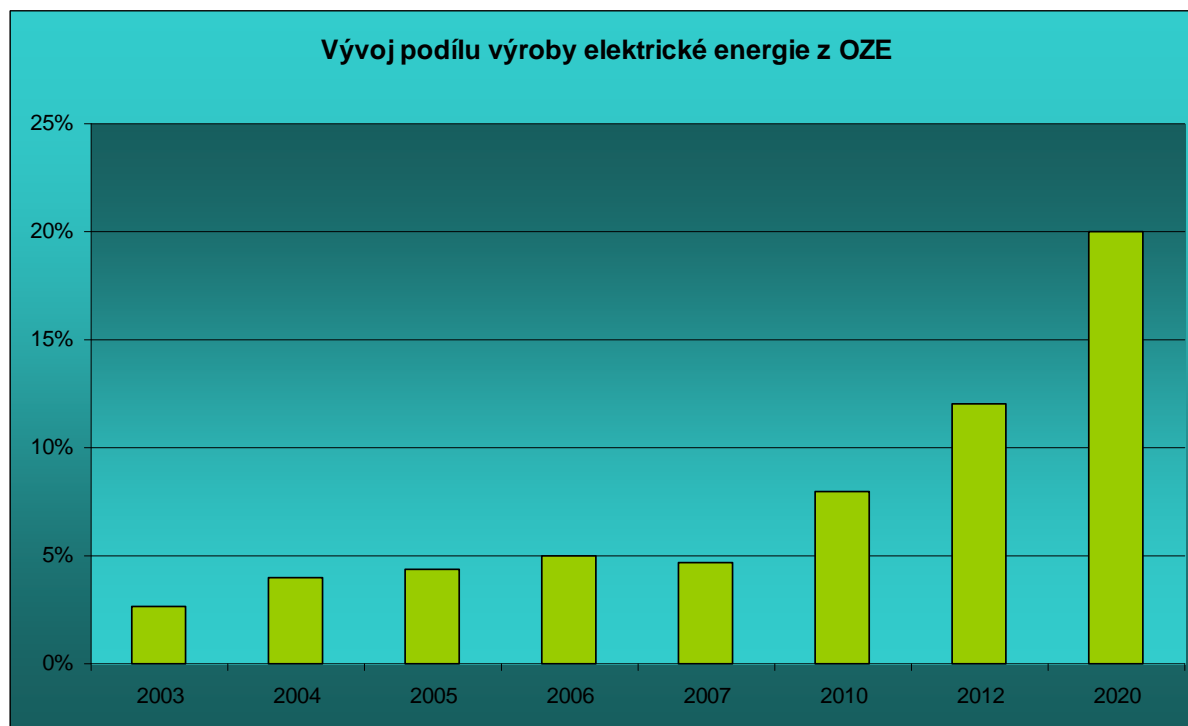
Biomasa lze rozčlenit do hlavních skupin uvedených v tab. 1.1.

Druh biomasy	Popis
Fytomasa	rostlinná hmota
Dendromasa	dřevní hmota
Cíleně pěstovaná biomasa	zejména byliny a rychle rostoucí dřeviny
Biopaliva <ul style="list-style-type: none"> - pevná - kapalná - plynná 	
Odpadní biomasa <ul style="list-style-type: none"> - z rostlinné výroby - z živočišné výroby - z těžby a zpracování dřeva 	sláma, plevy, zbytky z čištění zrnin hnůj, kejda, močůvka piliny, hobliny, odřezky, atd.
Biologicky rozložitelný odpad <ul style="list-style-type: none"> - komunální - průmyslový - splašky 	zbytky potravin, papírové obaly odpad z výroby papíru, cukru, mouky, ... z kanalizace

Tab. 1.1 Rozdělení biomasy [1]

Biomasa provází a provázela člověka od nepaměti. Během průmyslové revoluce se na výsluní dostalo uhlí a následně ropa. Spalování fosilních paliv má neblahý dopad na životní prostředí. Je to způsobeno vysokým obsahem prvků, jež se při hoření z paliva uvolňují. Tyto prvky tvoří sloučeniny škodlivé pro životní prostředí a také pro většinu živých organismů. Mezi nejškodlivější patří CO_x , NO_x , SO_x . Při využívání obnovitelných zdrojů energie (OZE) jsou emise těchto plynů zredukovány nebo odpadají úplně.

V současné době představují obnovitelné zdroje asi 6,7 % spotřeby energie v Evropské unii, z toho přibližně dvě třetiny pocházejí z biomasy. Evropská komise navrhla zvýšit v EU do roku 2012 podíl energie z obnovitelných zdrojů na 12 % a do roku 2020 až na 20 %. Komise také navrhla, aby biopaliva do roku 2020 tvořila až 10 % paliv pro silniční dopravu, přičemž v roce 2007 byl jejich podíl jen 2,6 %. Minulý a předpokládaný vývoj podílu výroby elektrické energie z obnovitelných zdrojů energie je patrný z obr. 1.1 [3].



Obr. 1.1

Vývoj podílu výroby elektrické energie z OZE

V podmínkách České republiky se využití biomasy jako OZE jeví nejperspektivnějším řešením pro dosažení cílů vytyčených Evropskou komisí, neboť ČR disponuje ideálními klimatickými podmínkami a dostatkem zemědělských ploch pro pěstování biomasy. Předpokladem maximálního využití toho zdroje energie je jeho efektivní využívání. Jedním z prostředků, jak efektivně nakládat s energií obsaženou v palivu, je přístup tzv. „kogenerace“.

2. Kogenerace

2.1 Pojem kogenerace

Kogenerace je sekvenční, nebo-li následné, využití energie obsažené v palivu za účelem výroby více než jednoho finálního druhu energie [5]. Příkladem kogenerace může být například výroba elektrické energie, tepla odváděného z kotle ve formě páry nebo výroba chladu. Postupné využití energie paliva je nezbytnou podmínkou k tomu, aby mohl být proces označen jako kogenerační. Za kogenerační se nepovažuje proces, kdy je jeden výstupní produkt technologie rozdělen na dva či více druhotných produktů.

Vzhledem k povaze procesu představuje kogenerace velmi účinný nástroj pro efektivní využívání surovinových zdrojů [6].

2.2 Hodnocení kogenerace

Kritériem hodnotícím stupeň přeměny energie primárního paliva na energii elektrickou a tepelnou je elektrická, resp. tepelná účinnost (η_{therm} resp. η_{el}) definovaná jako elektrický, resp. tepelný výkon dodávaný zařízením ku příkonu v primárním palivu do zařízení přiváděného (2.1), (2.2). Výsledná účinnost zařízení $\eta_{celková}$ je pak součtem obou těchto účinností (2.3) [7].

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{Q_{vpalivu}}, [-] \quad (2.1)$$

$$\eta_{therm} = \frac{P_{therm}}{Q_{vpalivu}}, [-] \quad (2.2)$$

$$\eta_{celková} = \eta_{el} + \eta_{therm}, [-] \quad (2.3)$$

kde η_{el} je elektrická účinnost,

η_{therm} je tepelná účinnost,

$\eta_{celková}$ je celková účinnost,

P_{el} je generovaný elektrický výkon,

P_{therm} je generovaný tepelný výkon,

$Q_{vpalivu}$ je příkon v primárním palivu přiváděním do kotle.

Vzhledem k tomu, že elektrická energie je kvalitativně hodnotnější, je prioritním cílem maximální produkce elektrické energie za ekonomicky přijatelných podmínek. Množství vyrobené elektrické energie je ale ovlivněno provozními podmínkami technologie, možností nasazení účinného kogeneračního zařízení a zejména jeho investičními a provozními náklady.

Ukazatelem vyjadřujícím vztah mezi vyrobeným množstvím tepelné a elektrické energie je tzv. „teplárenský modul“ σ (2.4).

$$\sigma = \frac{P_{el}}{P_{therm}}, [-] \quad (2.4)$$

kde σ je teplárenský modul.

2.3 Kogenerační zařízení

Principy a základní zařízení použitelná pro potřeby kogenerace jsou shrnuta v diagramu na obr. 2.1, v tab. 2.1 jsou pak uvedeny jejich parametry.



Obr. 2.1 Rozdělení kogenerace [6]

Typ kogenerace		Tepelná účinnost	Elektrická účinnost	Teplárenský modul
Parní kogenerace	s protitlakou turbínou	62 až 76 %	8 až 12 %	0,13 až 0,16
	s kondenzační turbínou			
	s parním motorem	70 až 82 %	6 až 20 %	0,09 až 0,22
Parní kogenerace s ORC		až 85 %	10 až 20 %	až 0,24
Kogenerace se Stirlingovým motorem		42 až 58 %	21 až 28 %	až 0,5
Plynová kogenerace		45 až 57 %	25 až 35 %	0,55 až 0,61
Paroplynová kogenerace	s paroplynovým cyklem	až 40 %	až 55 %	až 1,38
	s Chengovým cyklem	až 85 %	až 40 %	až 0,47

Tab. 2.1 Parametry kogeneračních technologií [6]

2.3.1 Parní kogenerace s turbínou

Parní kogenerací se rozumí společná výroba tepla a elektrické energie pracující na základě Rankinova cyklu. Teplonosným médiem je nejčastěji voda, přeměněná následně na vodní páru, jež je ohřívána v parním kotli horkými spaliny ze spalování pevného, kapalného nebo plynného paliva. Část energetického obsahu předaného teplonosnému médiu je zpracována na turbíně, zbylá část je odebrána kondenzátorem.

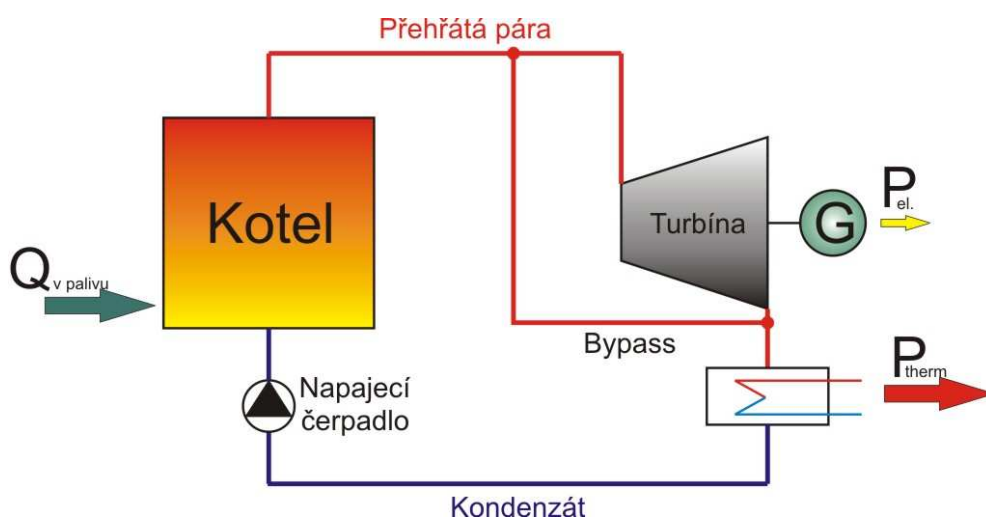
Základními prvky parního cyklu jsou: kotel s přehřívákem, turbína s generátorem, kondenzátor a napájecí čerpadlo – napájecí čerpadlo bývá většinou zdvojeno z důvodu zamezení poškození kotle nedostatečným přítokem napájecí vody (obr. 2.2).

Napájecí voda je v kotli ohřata na teplotu varu a vypařena. V přehříváku je vzniklá pára upravena na požadované parametry. Odtud přehřátá pára pokračuje do turbíny, kde expanduje, roztáčí turbínu a ta buď přímo nebo přes převodovku pohání alternátor, který mění mechanickou energii rotoru turbíny na energii elektrickou. Otáčky turbíny jsou zpřevodovány tak, aby byl vyráběn elektrický proud o frekvenci 50 Hz, což odpovídá

3000 ot/min. V kondenzátoru pak pára kondenzuje a předává své zbytkové teplo, jež je po té využito ve spotřebitelském okruhu, v dalších procesech nebo je mařeno. Napájecí voda je pak napájecími čerpadly hnána zpět do kotle.

Parní kogenerace s protitlakou turbínou

Protitlaká turbína je parní expanzní turbína, z níž pára vystupuje v přehřátém stavu. Jinými slovy - není plně využit reálně získatelný entalpický spád páry při průchodu trubínou. Při průchodu páry turbínou pára expanduje, koná technickou práci, jež je turbínou odebrána a následně alternátorem převedena na elektrickou energii. Přenos mechanické práce z turbíny opět může být buď přímý nebo přes převodovku, jež redukuje otáčky turbíny. Přehřátá pára vystupující z turbíny má takové parametry, že se zpravidla dále využívá pro procesní účely. V procesu je využit její zbytkový energetický potenciál a kondenzát je poté přiveden zpět do kotle a cyklus se opakuje. Cyklus s protitlakou turbínou je znázorněn na obr 2.2.



Obr. 2.2 Cyklus parní kogenerace s protitlakou turbínou

Pro elektrické výkony 100 kW_e až 15 MW_e jsou používány soustrojí s protitlakými axiálními nebo radiálními turbínami. Z hlediska dosahované termodynamické účinnosti (viz dále) jsou výhodné rychloběžné radiální jedno- či dvou-stupňové turbíny. U nízkých výkonů se někdy využívá vysokootáčkové turbíny napojené na vysokootáčkový generátor. Konstrukční parametry turbín jsou uvedeny v tab. 2.2 [7].

Vstupní tlak	0,8 až 6,5	MPa
Teplota	170 až 450	°C
Protitlak	0,1 až 0,7	MPa

Tab. 2.2 Konstrukční parametry parních turbín pro účely kogenerace

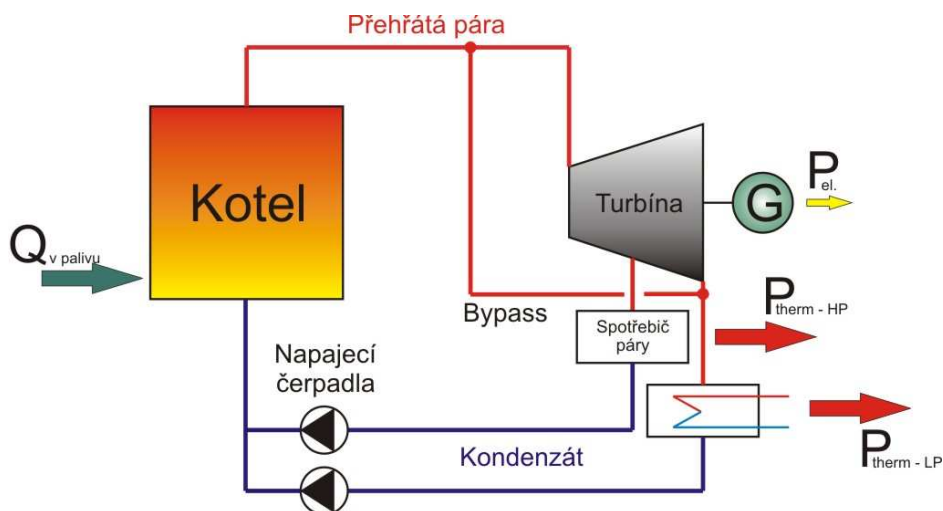
Parní kogenerace s (odběrovou) kondenzační turbínou

Klíčovým prvkem tohoto typu kogenerace je kondenzační turbína, která může být v aplikacích vyšších výkonů vybavena odběrovými místy. Důležitou vlastností kondenzační turbíny je možnost nechat expandovat procházející páru až do oblasti mokré páry a tím z ní získat větší množství elektrické energie.

Pokud je turbína vybavena odběrnými místy, hovoříme o tzv. odběrové turbíně. Výhodou tohoto řešení je, že je možno uspokojovat aktuální požadavky zvýšené potřeby tepelné energie v navazujícím procesu.

Při požadavku na páru o vysokých parametrech a maximálním průtoku je možno odebírat většinu hmotnostního toku páry v odběrném bodě turbíny. Naopak při snížené potřebě tepla je možno nechat veškerou páru expandovat a turbínu používat jako klasickou kondenzační turbínu, s tím rozdílem, že veškerý dosažitelný entalpický spád páry je turbínou odebrán a je využit pro výrobu elektrické energie.

Expanzními ventily umístěnými na odběrovém místě turbíny může být tlak páry upraven na hodnotu vyžadovanou navazujícími procesy. Při chodu na částečný výkon zařízení může být takto uspokojována poptávka po daném hmotnostním toku a parametrech páry pro navazující proces, což je u protitlaké turbíny nerealizovatelné.



Obr 2.3 Cyklus parní kogenerace s kondenzační odběrovou turbínou

Cyklus parní kogenerace s odběrovou turbínou je používán v zařízeních středních a vyšších výkonů (0,5 až 10 MW_e a více) [8]. Pro zařízení s nižším výkonem je použití odběrové turbíny problematické, neboť s nižším generovaným výkonem přímo souvisí i hmotnostní průtok páry turbínou, který v případě odběru páry z turbíny již nemusí dostačovat k pohonu turbosoustrojí ve stupních následujících za odběrným místem.

2.3.2 Zhodnocení cyklu parní kogenerace s turbínou

Cyklus parní kogenerace s turbínou je cyklem, který je po technické i vývojové stránce velmi dobře zvládnutý a zavedený. Od sestavení první moderní parní turbíny již uplynulo více než 120 let. Za tuto dobu bylo vyvinuto takové výkonové spektrum parních turbín, že velikost budovaného kogeneračního zařízení je téměř neomezená.

Celková účinnost využití energie $\eta_{\text{celková}}$ je asi 74 až 84 %. Dominantní je produkce tepla. Tepelná účinnost η_{therm} se pohybuje v rozmezí 62 až 76 % a to v závislosti na tlaku před a za turbínou. Na účinnost výroby elektrické energie η_{el} připadá tedy asi 8 až 12 %. Stupeň zhodnocení primárního paliva na elektrickou energii není příliš vysoký [8].

Největší nevýhodou tohoto cyklu je bezesporu nízká elektrická účinnost. K dosažení vyšší elektrické účinnosti je nezbytná pára o vyšších parametrech. Tlak 170 bar (abs.) a teplota 600°C se v současné době jeví jako ideální parametry páry k dosažení optimální elektrické účinnosti. Pro splnění toho předpokladu je však nezbytné použití drahých vysokoteplotních materiálů. Tato investice se vyplatí pouze v případě zařízení velkých výkonů. U zařízení malých a středních výkonů se nejčastěji pracuje s parametry páry uvedenými v tab. 2.1.

Mezi hlavní přednosti cyklu patří možnost využít jako zdroj energie víceméně jakékoliv hořlavé palivo. V kotli lze spalovat tuhé, kapalné i plyné palivo. Vše záleží pouze na návrhu kotle, případně hořáku. Nejčastěji se používá levnějších paliv jako např. uhlí, odpadů nebo státem podporované spalování nebo spoluspalování biomasy s výrobou elektrické energie.

Spalování biomasy má však svá jistá úskalí. Výstupní teplota páry z kotle spalujícího biomasu je limitována neboť při spalování biomasy se uvolňují prvky jako alkalické kovy, síra nebo chlor, jež velmi aktivně reagují se železem [9]. Za zvýšené teploty tedy vzniká zvýšené riziko koroze a následného zkrácení životnosti kotle.

Soustrojí s protitlakými parními turbínami v rozsahu běžných výkonů, tj. 1 MW a více, jsou v ČR vyráběna již desítky let. Tomu odpovídá jejich dostupnost, spolehlivost a měrná cenová úroveň. Pokud jde o soustrojí o malých výkonech, zhruba 100 kW_e, je situace na trhu o poznání horší. Je to dáno především počátkem jejich vývoje, jež začal před několika lety. K dispozici je několik konstrukčních řešení, která jsou v ohledu provozních zkušeností ekvivalentní soustrojím o vyšším výkonu. Měrné ceny soustrojí odrážejí výše zmíněné skutečnosti. Pro zařízení běžných výkonů se měrná cena pohybuje v rozmezí 8 000 až 10 000 Kč/kW_e, u zařízení malých výkonů pak vzrůstá až na 25 000 Kč/kW_e.

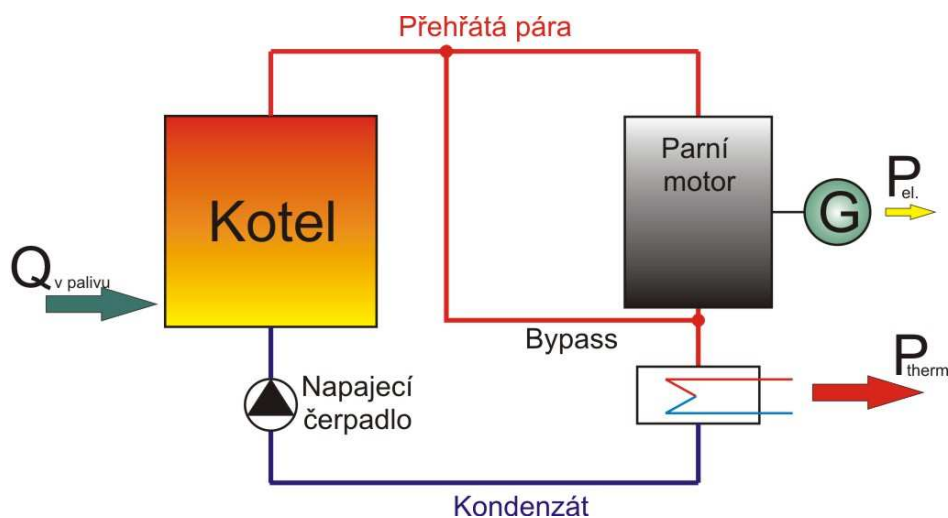
2.3.3 Kogenerace s parním motorem

Kogenerační cyklus s parním motorem, je cyklus velmi podobný kogeneračnímu cyklu s parní turbínou. Součástí cyklu je opět kotel, ve kterém dochází k přenosu tepla uvolněného při spalování paliva nebo tepla přivedeného spalinami, v případě spalínového kotle. Z kotle pak vystupuje pára o parametrech vhodných pro zpracování páry v parním motoru.

Parní motor je pístový expanzní stroj. Expanzí páry uvnitř válců (dle výkonu motoru 1 až 6 válců) parního motoru je vyvolán pohyb pístu, který je pak dále přenášen klikovou hřídelí na výstupní hřídel, na kterou je napojen generátor. Vzhledem ke konstrukčnímu řešení expanzní části parního motoru je možno nechat páru expandovat až do oblasti mokré páry a využít tak větší entalpický spád než při použití např. protitlaké turbíny.

Díky tomu je možno použít parní motor pro aplikace již od 20 kW_e. Je proto vhodným řešením pro decentralizovanou výrobu elektrické energie a lokální vytopy, neboť jako palivo lze v tomto cyklu použít i méně ušlechtilá paliva, jako je např. biomasa, a na rozdíl od parních turbín účinnost parního motoru neklesá tak strmě při snižování hmotnostního průtoku páry motorem (více viz kap. 5.2.2).

Proti použití parního motoru však mluví nutnost častější údržby a také provozní hluk motoru. Při provozování parního motoru je nezbytná protihluková izolace.



Obr 2.4 Cyklus parní kogenerace s parním motorem

2.4 Kogenerace s využitím ORC

Kogenerační cyklus využívající organického Rankinova cyklu – zkráceně ORC – se ve své podstatě příliš neliší od parního kogeneračního cyklu vodní páry. Základní elementy celého oběhu jsou stejné. Jediným a zároveň nejpodstatnějším rozdílem je teplotnosné médium. V případě parního cyklu je teplotnosným médiem chemicky upravená voda. U ORC je teplotnosným médiem většinou organická kapalina. Nejčastěji používanými médii pro ORC jsou izopentan, izooktan nebo toluen. Všechny tyto organické kapaliny mají velmi výrazné fyzikální vlastnosti – bod varu těchto kapalin leží níže než bod varu vody. V praxi to znamená menší množství tepla nezbytného pro získání vysoce přehřáté páry, kterou je možno nechat expandovat na protitlaké turbíně. Nižším bodem varu je rovněž oddálena kondenzace při expanzi v turbíně a tím pádem je sníženo nebezpečí eroze materiálu lopatek turbíny. Tato technologie se velmi hodí pro spalování biomasy, protože biomasa hoří při relativně nízkých teplotách.

Vzhledem ke specifickým vlastnostem pracovní organické látky by neměla být překročena její maximální pracovní teplota. Toto nebezpečí by hrozilo zejména vlivem přestupu tepla na exponovaných místech tepelného výměníku (kotle). Z tohoto důvodu je nezbytné, aby bylo teplo předáváno pracovní látce prostřednictvím termooleje nebo jiným médiem, jež není tak citlivé na změnu pracovní teploty. Při následném přenosu tepla pracovní látce má termoolej téměř homogenní rozložení teploty ve svém objemu a nehrozí tak znehodnocení pracovní látky vlivem místních extrémů teplot. Tento fakt ale na druhou stranu zvyšuje investiční náklady na celou technologii.

Kogenerační ORC cyklus je velmi vhodný pro aplikace v případě decentralizované výroby elektrické energie středních výkonů - elektrický výkon vyšší než 300 kWe. A to zejména z důvodu nízké náročnosti na kvalitu spalovaného paliva – možnost použít i neušlechtilá paliva. Velmi dobrý je průběh účinnosti výroby elektrické energie při částečném zatížení. Vnitřní termodynamická účinnost turbíny ORC zařízení klesá pozvolna. Maximální elektrická účinnost se pohybuje okolo 10 až 20 % a je ovlivněna především nízkými teplotami při spalování neušlechtilého paliva. Dá se tedy říci, že kogenerace je spíše orientovaná na výrobu tepla. Celková účinnost kogenerace dosahuje až 85 %. Plusem je také nízká servisní náročnost a dlouhá životnost pracovních náplní.

Současná nabídka ORC systémů pokrývá škálu výkonů od 200 do 1500 kWe. Pro dosažení vyšších výkonů je možno nabízené moduly paralelně zapojovat a zvyšovat tak celkovou výrobní kapacitu. Jednotlivé moduly jsou většinou dodávány na základním rámu jako kompletní celky připravené k instalaci na určeném místě. Investiční náklady na ORC systémy jsou však poněkud vyšší. První ORC systém byl realizován teprve v roce 1999 v Rakousku. Proto mají ORC systémy svoji budoucnost a další vývoj stále před sebou.

2.5 Kogenerace se Stirlingovým motorem

Kogenerační cyklus se zařazeným Stirlingovým motorem je poněkud odlišný od ostatních cyklů doposud popisovaných v této práci. Stirlingův motor pracuje na principu tepelné roztažnosti plynů. Pracovním médiem je uzavřený objem plynu, který se pohybuje mezi

dvěma válci (expanzním a kompresním). Teplo z externího zdroje je dodáváno do teplého expanzního válce, dochází k expanzi plynu a pohybem pístu je konána práce. Ohřáté pracovní médium následně odchází do druhého válce, ze kterého je teplo odebíráno. Plyn se smršťuje a vlivem vytvořeného podtlaku se posunuje i píst, jež převádí objemovou změnu plynu na energii mechanickou. Oba písty, expanzního i kompresního válce jsou napojeny na klikový hřídel, který mění posuvný pohyb pístů na rotační. Rotační pohyb motoru je na elektrickou energii převáděn připojeným generátorem.

Nejčastěji používaným pracovním médiem je vodík, u nejmodernějších motorů je použito hélum. V důsledku malé velikosti atomů vodíku dochází zejména v oblastech zvýšených teplot k difuzi vodíku do stěny tlakového pístu motoru. S tímto jevem je spojen únik atomů vodíků, které projdou přes celou tloušťku stěny. Tento neduh je významný u uhlíkových ocelí. V omezené míře probíhá i u zařízení, jejichž tlakové části jsou vyrobeny ze slitin hliníku nebo i z nerezových ocelí. Vodík nadifundovaný do stěny tlakového prvku zařízení za vysoké teploty se při teplotách vyšších než 100°C vyskytuje v jednoatomární podobě. Při poklesu teploty pod 100°C přechází vodík z atomární formy na formu molekulární, jež má větší objem [10]. To má za následek zvýšení vnitřního napětí materiálu tlakových částí. Zvýšené vnitřní napětí v materiálu tlakových částí motoru v kombinaci s hořlavostí vodíku má neblahý vliv na provozní bezpečnost. Použitím inertního hélia, namísto hořlavého vodíku, je zamezeno difuzi pracovního média do materiálu stěny tlakových částí a také je zvýšena bezpečnost provozu zařízení.

Kogenerace se Stirlingovým motorem je zvláště vhodná pro decentralizovanou výrobu elektrické energie malých výkonů, neboť palivem může být jakékoliv dostatečně výhřevné palivo. V současnosti nevykonnější typy Stirlingových motorů dosahují výkonů okolo 50 kW_e. V nejbližší době lze počítat s motory o výkonu až 150 kW_e. [6]

Mezi výhody motoru patří nízké nároky na údržbu a nízká úroveň hluku při chodu motoru. Vzhledem k neustálému vývoji Stirlingova motoru, trpí motor stále ještě řadou neduhů, jež je potřeba vyřešit. Mezi nejzávažnější problémy stále patří nedostatečně rychlý přestup tepla v oblasti expanzního válce, kde dochází k problémům při přenosu tepelného obsahu teplotnosného média pracovnímu médiu. Dále se u těchto zařízení vyskytují problémy s těsněními pístů, což má přímý dopad na spolehlivost a účinnost motoru.

U Stirlingova motoru, stejně jako u parní turbíny, rychle klesá vnitřní termodynamická účinnost při částečném zatížení. Elektrická účinnost η_{el} bývá v rozmezí 21 až 28 % a celková účinnost $\eta_{celková}$ se pohybuje okolo 63 až 86 %. [6]

2.6 Plynová kogenerace

Plynová kogenerace je společná výroba elektrické energie a tepla využívající ke generování elektrické energie plynové spalovací turbíny.

Základním prvkem plynového cyklu je spalovací turbína sestávající z kompresoru, jež nasává vzduch z okolního prostředí, stlačuje jej a žene ho do spalovací komory turbíny. Zde je vzduch smíchan s palivem a vytvoří reakční směs. Množství vstřikovaného paliva slouží jako regulátor výkonu turbíny. Ihned poté směs paliva a vzduchu reaguje (hoří). Teplota při hoření paliva dosahuje až 1200 °C. Plyny ze spalovací komory poté expandují na turbíně, jež pohání kompresor a také generátor, který generuje elektrickou energii. Stupeň konverze energie obsažené v primárním palivu na elektrickou energii se pohybuje v rozmezí 24 až

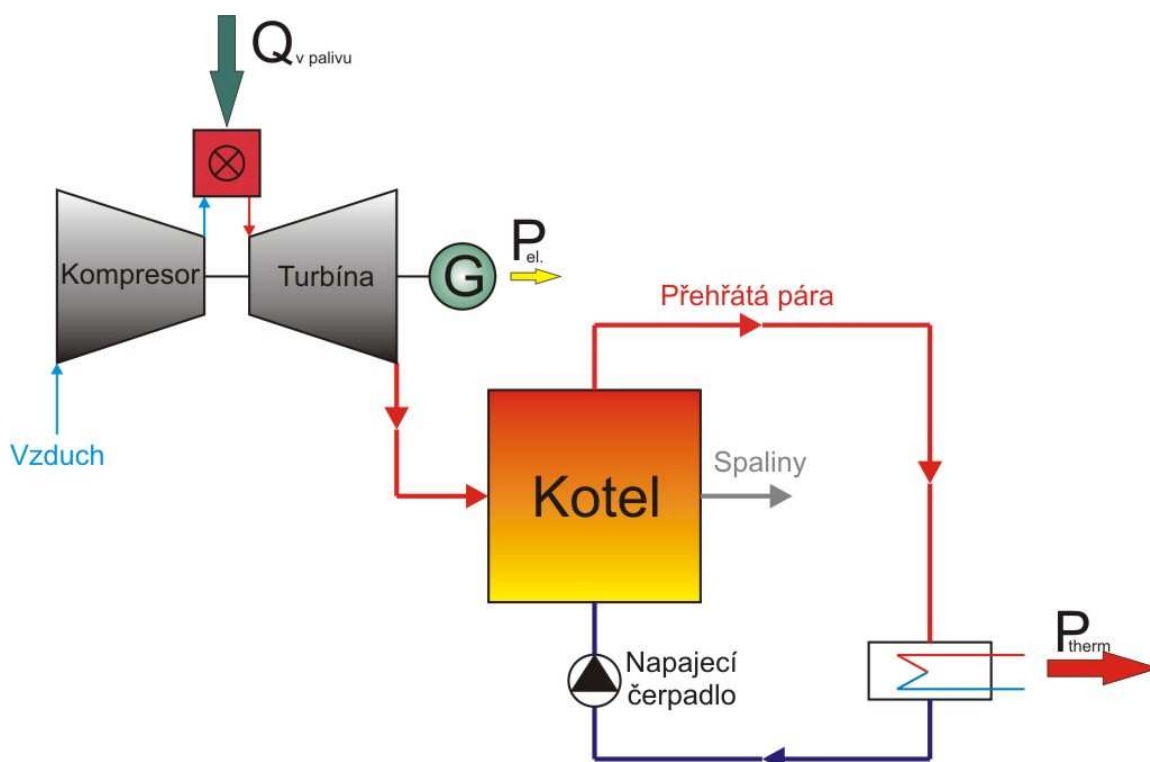
42 %. Na elektrickou účinnost soustrojí má největší vliv teplota spalin za spalovací komorou. Ta je však limitována materiálem lopatek expanzní části turbíny. Pokud je palivem zemní plyn, je pak spalován s velkým přebytkem kyslíku, tak aby byla teplota udržena v přípustných mezích.

Teplota výfukových plynů opouštějící turbínu dosahuje 400 až 600 °C. V jednoduchém plynovém cyklu (tj. cyklu bez kogenerace) jsou tyto spaliny bez užitku vypuštěny zpět do okolního prostředí. V případě kogeneračního cyklu je teplo obsažené ve spalinách předáno ve spalínovém kotli teplonosnému médiu a dále využito v navazujících procesech. Pro případ zvýšené potřeby tepla bývá kotel doplněn o přídatné spalovací zařízení. Stupeň konverze energie obsažené v primárním palivu na tepelnou energii je 35 až 57 %. Celková účinnost cyklu se tak pohybuje v rozmezí 72 až 90 %.

Plynové kogenerace se používá v cyklech o výstupním elektrickém výkonu větším než 20 kW_e a pak také v případech relativně stálé potřeby tepla.

Možnými spalovanými palivy jsou nejrůznější hořlavé plyny. Z ušlechtilých to je třeba zemní plyn. Při spalování zemního plynu je pak dosahováno nejvyšších účinností. Mnohem atraktivnější variantou spalování zemního plynu jsou však plyny méně ušlechtilé, které by v některých případech mohly být bez užitku vypuštěny do ovzduší. Z méně ušlechtilých plynů to jsou např. bioplyn, důlní plyn, produkty zplyňovacích procesů (dřevoplyn) nebo jiné odpadní plyny s vysokým obsahem uhlovodíků. Při použití méně ušlechtilých paliv je však třeba počítat s nižší účinností výroby elektrické energie.

Moderní konstrukce spalovacích turbín dovolují spalovat také kapalná paliva.



Obr 2.4 Cyklus plynové kogenerace

V oblasti spalovacích turbín je situace na českém trhu citelně horší než v případě parních turbín. V současné době je na českém trhu pouze jediný výrobce těchto zařízení. Zařízení

ostatních výrobců jsou do ČR dovážena. Měrná cena u těchto zařízení se pohybuje v řádu 25 000 až 30 000 Kč/kW_e.

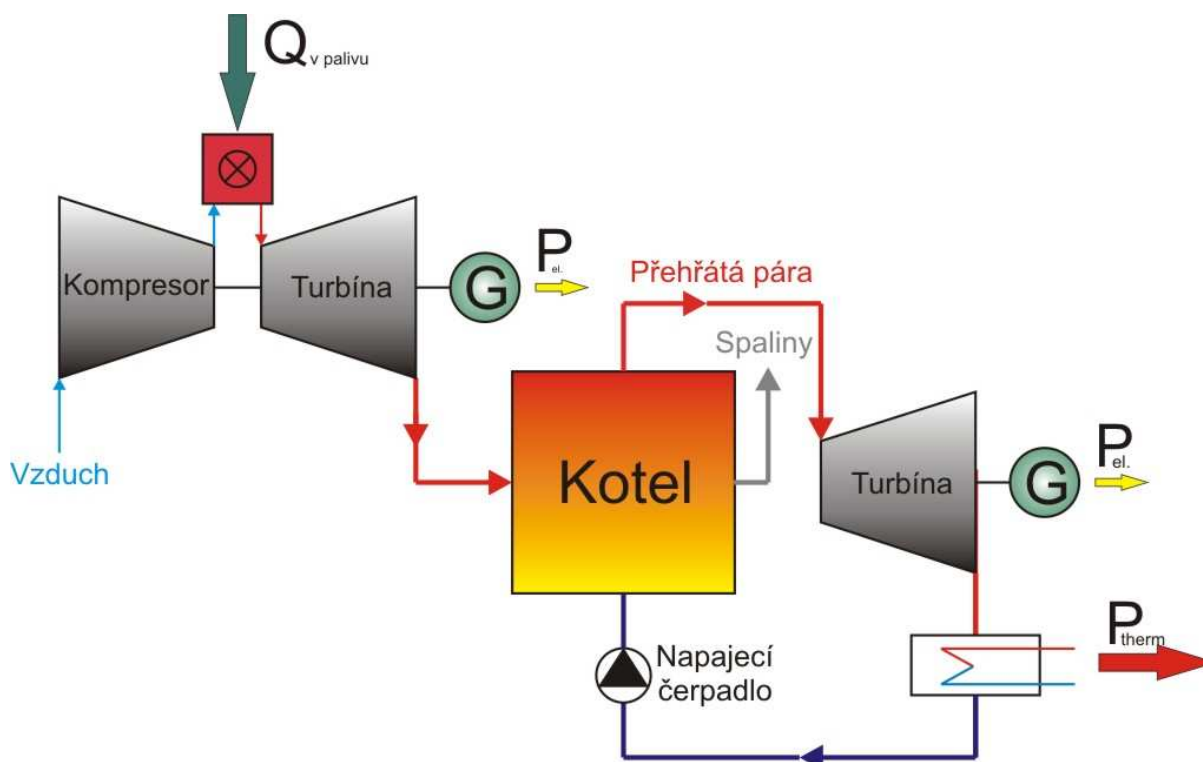
2.7 Paroplynový kogenerační cyklus

2.7.1 Paroplynová kogenerace

Kombinací parního a plynového cyklu vznikne cyklus paroplynový, jenž kombinuje jejich energeticky výhodné vlastnosti a má tak za následek dosažení vyššího stupně konverze energie obsažené v palivu na energii elektrickou. Paroplynovou kogenerační jednotkou je tedy myšleno přiřazení parní protitlaké turbíny ke kogenerační jednotce se spalovací turbínou.

Odpadní teplo spalin vycházejících ze spalovací turbíny je ve spalinovém kotli předáno páře, která pak pohání parní turbínu. Vzhledem k požadavku na vyšší parametry páry na výstupu ze spalínového kotle a vysokou měrnou cenu kotle, je nezbytné zajistit dostatečný teplotní spád mezi spalinami a parou. To v některých případech vyžaduje dodatečné zvyšování teploty spalin ve spalinovém kotli pomocí přehřívacího hořáku.

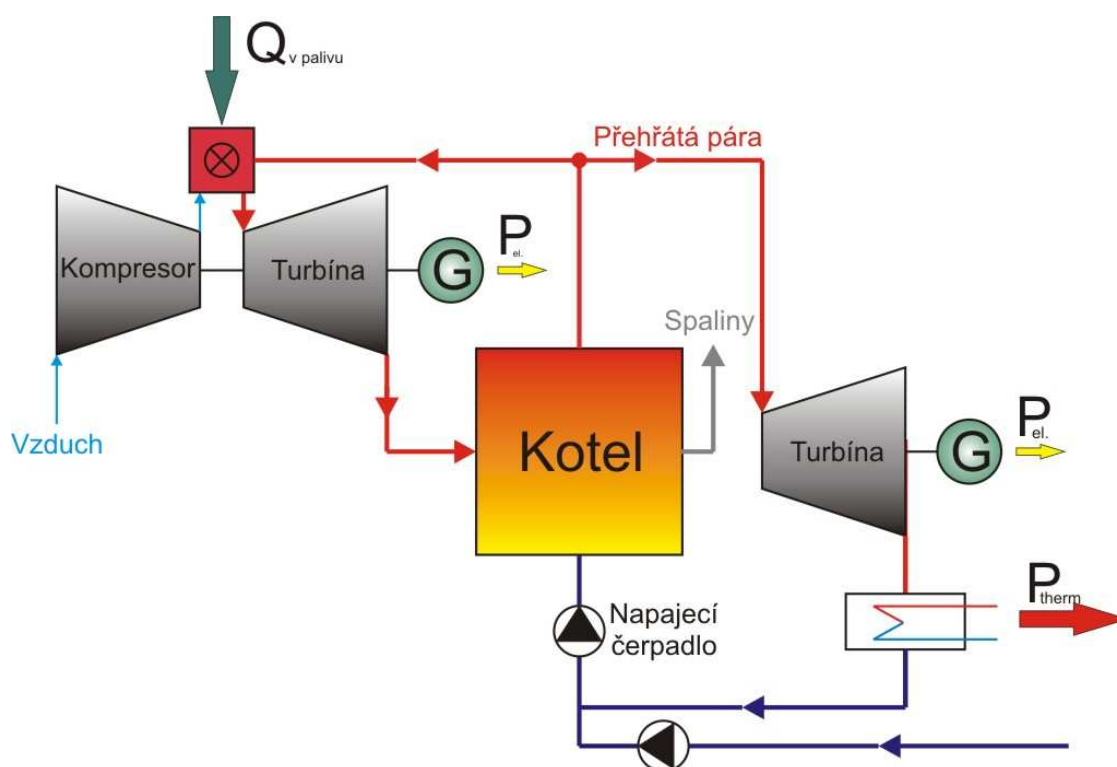
Poměr dodávky paliva do spalovací komory a do pomocného hořáku spalínového kotle potom určuje poměr výkonu spalovací a parní turbíny. Poměr výkonů spalovací a parní turbíny většinou bývá 3:1 až 4:1.



Obr. 2.5 Cyklus paroplynové kogenerace

2.7.2 Chengûv cyklus

Chengův cyklus, anglicky někdy označovaný jako STIG – steam injected gas turbine, je obměněnou variantou cyklu paroplynové kogenerace. Změna spočívá ve způsobu vyžití páry generované spalínovým kotlem. Hmotnostní tok páry generované v kotli je částečně veden do spalovací komory a spolu se spaliny dále na turbínu. Pára tak zvyšuje hmotnostní tok spalin v turbíně. Tím se zvyšuje výkon spalovací turbíny, která v tomto případě pracuje částečně také jako turbína parní. Se zvýšeným průtokem páry spalovací turbínou roste i její účinnost výroby elektrické energie. Vzhledem k vysokým teplotám ve spalovací komoře, v případě že by palivo nebylo spalováno s dostatečně velkým přebytkem kyslíku, plně dostačuje pára o nízkých parametrech, jež absorbuje přebytké teplo. To se pozitivně projevuje na složitosti a investiční náročnosti spalínového kotle a také na vyšší tepelné účinnosti. Naproti tomu stojí vyšší náklady na chemickou úpravu vody, jež je třeba nepřetržitě dodávat do paroplynového cyklu, neboť hmotnostní průtok páry, jež je vstřikován do spalovací komory, odchází po průchodu turbínou a spalínovým kotlem do atmosféry. Hmotnostní poměr vstřikované páry u stávajících zařízení se pohybuje v rozmezí 3 až 20 % hmotnostního toku spalin. Objem mařené upravené vody tedy není rozhodně zanedbatelný. U Chengova cyklu je v porovnání s paroplynovým cyklem dosaženo 40 % zvýšení výkonu a 8 % zvýšení účinnosti výroby elektrické energie.



Obr. 2.6 Paroplynová kogenerace s Chengovým cyklem

Paroplynová kogenerace s Chengovým cyklem se díky složitosti technologie uplatňuje převážně v průmyslových aplikacích o poměrně vysokých výkonech – řádově desítky až stovky MW_e. Vzhledem k tomu, že lze měnit množství vyrobené páry přiváděné na turbínu a tím pádem také množství páry přicházející do spalovací komory, je možné kogenerační

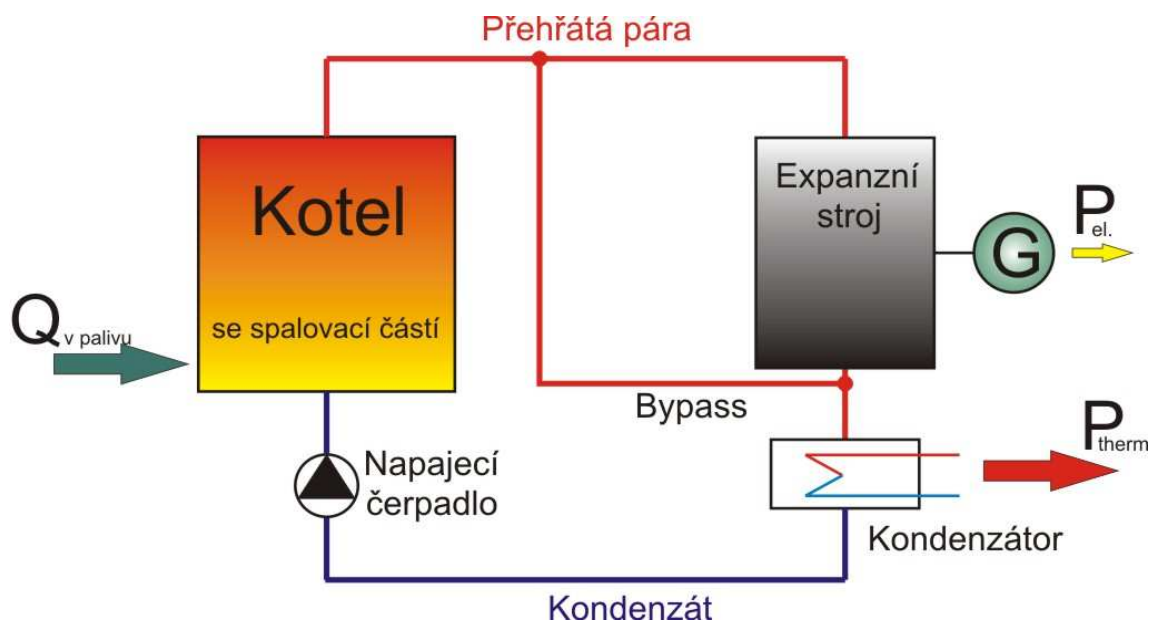
paroplynovou jednotku používat v širokém rozsahu poměrů elektrického a tepelného výkonu dle aktuální potřeby.

Elektrická účinnost paroplynového cyklu s kondenzační turbínou dosahuje až 50 %, v případě Chengova uspořádání je elektrická účinnost až 40 %. Účinnost velmi závisí na aktuálních průtocích spalín a páry turbínami. Tepelná účinnost u jmenovaných řešení je 35 %, resp. 30 až 45 %.

3. Kogenerace z biomasy v jednotkách středních výkonů

Práce se zaměřuje na hodnocení možnosti využití tepla spalín produkovaných v biomasových kotlích středních výkonů ke společné výrobě tepla a elektrické energie. Kogenerace v této vybrané oblasti je spojena s celou řadou specifik. Ty budou diskutovány v následujícím textu.

Zjednodušené schéma řešení kogenerační technologie i s vyznačenými aparáty je na obr. 3.1. Vyznačené aparáty jsou diskutovány v navazujícím textu.



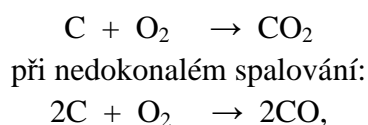
Obr. 3.1 Obecné schéma kogenerační technologie

3.1 Spalovací část

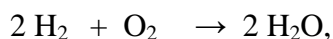
Spalovací část bývá prvním stupněm termického zpracování paliva. Ve spalovací komoře dochází k termickému rozkladu paliva přivedeného do spalovací komory podavačem z externího zásobníku paliva. Spalování plynného nebo kapalného paliva probíhá nejčastěji ve spalovací části integrované do těla kotle. Při této konfiguraci dochází k lepšímu přestupu tepla uvolněného při hoření do teplonosného média. Je využívána i radiační složka přestupu tepla. Spalování pevného odpadu probíhá ve spalovací komoře, jež předchází kotli.

Spalování je rychlá reakce kyslíku se spalitelnými prvky obsaženými v palivu. Mezi spalitelnými prvky paliva najdeme hned tři, které se vyskytují v hojném množství ve většině fosilních i obnovitelných paliv. Těmito prvky jsou uhlík, vodík a síra, jež reagují následovně:

- uhlík:



- kyslík:



- síra:



Zdrojem kyslíku při těchto reakcích je nejčastěji vzduch z okolního prostředí. Uvedené reakce jsou silně exotermní, tzn. během reakce se do okolí uvolňuje teplo. Energie paliva, jež je z paliva získatelná, bývá označovaná pojmem výhřevnost (LHV – lower heat value). Cílem řádného spalování je uvolnit veškeré toto teplo a minimalizovat ztráty z nedokonalého spalování a přebytku vzduchu. Pro splnění tohoto požadavku je nezbytné, aby došlo v co největší možné míře ke spojení spalitelných prvků a sloučenin paliva se vzdušným kyslíkem, k čemuž je ale třeba dostatečně vysoké teploty, dobrého promísení a dostatečně dlouhé doby k dokonalému spálení. Nespálený uhlík odcházející ze spalovací komory v popelu, ve formě CO a VOC (volatile organic compound – těkavé organické zbytky), působí ztráty využití energie paliva.

Při spalování tuhých a kapalných paliv se teplo uvolňuje ve dvou etapách – prvním stupněm je zplynění paliva a druhým je spálení plynu. V systémech, v nichž reakce probíhají za zvýšeného tlaku, je možné, aby bylo veškeré teplo uvolněno během první – zplyňovací etapy. Plyn vzniklý při této lze také využívat v plynových spalovacích turbínách nebo po vyčištění ho lze také použít i ve spalovacích motorech.

Spalování tuhého paliva za atmosférického tlaku je možné provádět za pomoci:

- roštu (pevný, pohyblivý),
- fluidního lože.

Při spalování na roštu je palivo nejdříve sušeno. Z paliva je odpařována voda. K tomuto účelu se velmi často používá části spalin, které již odevzdaly většinu svého tepla jiným procesům při průchodu technologií a obsahují pouze tzv. nízkopotenciálové teplo, jež je vlivem nízké exergie jinak nevyužitelné či s velkými obtížemi využitelné. V další sekci již dochází vlivem vysokých teplot ke zplyňování paliva a poté začíná hořet vlastní palivo. Na konci roštu vypadávají nespalitelné zbytky ve formě popela.

U jednotek vyšších výkonů je možno se setkat s tzv. fluidním ložem, které je tvořené teplonosným médiem ve vznosu – např. štěrkem. Médium je nehořlavé a akumuluje teplo z hoření paliva, které pak předává plynu procházejícím ložem a také nově přichozímu palivu, které se tímto suší, pyrolyzuje a následně pak uvolňuje vlastní tepelný obsah. Plyn proudící ložem bývá většinou tvořen spalinami o vysoké teplotě ze spalování plynného či kapalného paliva. Provoz fluidního lože je nesrovnatelně nákladnější než provoz hydraulicky pohyblivého či dokonce pevného roštu. Nehodí se proto pro aplikace malých měřítek, kde své místo nachází využití právě hydraulicky posuvný rošt.

Na primární spalovací komoru s roštem navazuje sekundární (dohořivací) komora, kde za vysokých teplot dobíhají oxidační reakce – dohořívání.

3.2 Tepelný výměník – parní nebo horkovodní kotel

Parní kotel, je technologický uzel jež bývá umístěn bezprostředně za dohořivací komorou. Ve své podstatě se jedná o tepelný výměník, jenž není vybaven vlastním spalovacím zařízením.

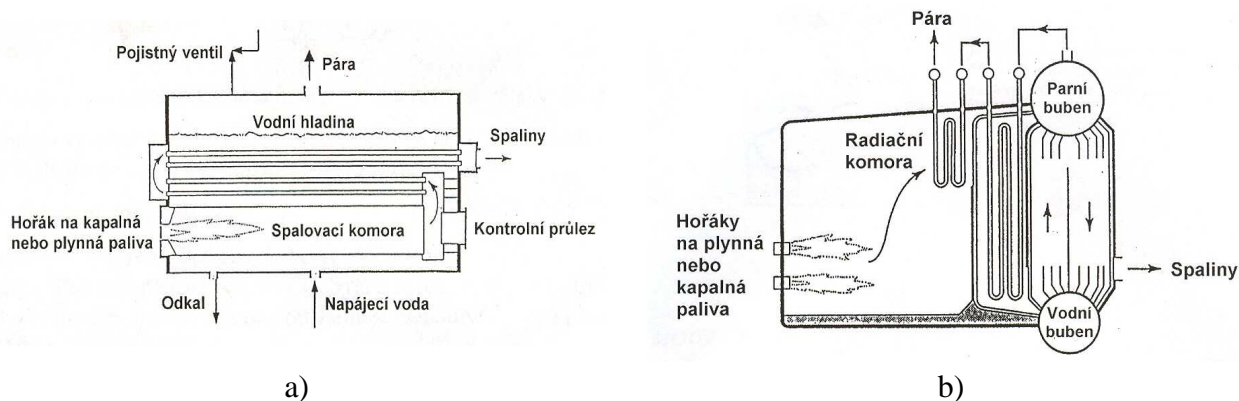
Standardní parní kotel se skládá ze tří základních částí:

- ekonomizéru,
- výparníku,
- přehříváku.

Ekonomizér je část ve které je teplotnosné médium – nejčastěji voda – ohřáto na teplotu nižší než je teplota varu média při daném tlaku. Tlak teplotnosného média je generován napájecími čerpadly. Ve druhé části – výparníku – dochází k dohřátí média na teplotu varu a jeho následnému vypaření teplotnosného média za konstantního tlaku a teploty. V poslední části – přehříváku – se pára z výparníku přehřívá na požadovanou výstupní teplotu. Přehřívák nemusí být vždy součástí kotle. U kogeneračních technologií schopných zpracovat sytou páru není přehřívák potřeba. Část vyrobené páry se použije pro odplynění napájecí vody. Běžná hodnota množství páry pro tento účel bývá v jednotkách malých výkonů kolem 3 % z vyrobeného množství páry. U technologií vyšších výkonů bývá kotel dovybaven i tzv. přehřívákem páry, jež slouží k opětovnému přehřívání páry odebrané ze středotlakého odběru turbíny. Odebraná pára je v přehříváku „zkvalitněna“ a následně zavedena zpět do posledního nízkotlakého stupně turbíny. Tím je také navyšována účinnost výroby elektrické energie. Základní části kotle na odpadní teplo bývají nainstalovány v protiproudém uspořádání k toku spalin. Při tomto uspořádání se dosahuje nejvyšší účinnosti.

Mezi typy běžně používaných parních kotlů patří kotle:

- žárotrubné,
- vodotrubné.



Obr. 3.2 Vybrané typy parních kotlů [12]

Žárotrubné parní kotle se používají pro zpracování spalin s vysokou vstupní teplotou. Spaliny proudí uvnitř trubek a předávají svoji energii pracovnímu médiu, které je vně trubek. Schématické znázornění žárotrubného kotle je na obr. 3.2a.

Hlavními výhodami žárotrubných kotlů, je možnost skládat kotle do blokových uspořádání a snadné čištění vnitřních stěn trubkového svazku. Z pohledu konstruktéra žárotrubné provedení není příliš vhodné neboť, jak ukazuje rovnice (3.1), obvodové

membránové napětí v plášti kotle je velké již při nízkém zatížení vlivem velkého průměru kotle [11]. Velké zatížení znamená nutnost použití drahých konstrukčních materiálů. Z toho důvodu je také výrazně prodloužena návratnost nákladů na pořízení žárotrubného kotle. Přijatelná hranice návratnosti investičních nákladů je přibližně do tlaku pracovního média 2 MPa [12]. Parní výkon toto typu kotle tedy není v praxi příliš velký.

$$\sigma_{\varphi} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot s}, [MPa] \quad (3.1)$$

kde σ_{φ} je obvodové membránové napětí,

p je tlak média v tlakovém prostoru kotle,

D je střední průměr skořepiny pláště kotle,

s je tloušťka stěny pláště kotle.

Vodotrubné parní kotle patří mezi nejčastěji používané parní kotle v běžné průmyslové praxi. Typické uspořádání vodotrubného kotle je na obr. 3.2b. Tento typ kotle se hodí pro vysoké pracovní tlaky média a pro velké parní výkony. Hlavním nedostatkem tohoto typu kotle je dlouhá doba výstavby v porovnání s žárotrubným kotlem.

Pokud má provozovatel technologie zvýšenou spotřebu tepla nebo si nepřeje investovat do nákladné technologie obsahující zařízení pro výrobu elektrické energie, je možné namísto parního kotle vybavit technologii horkovodním kotlem. Ohřátá voda, nebo dle potřeby jiné médium, je pak využito v navazujících procesech (např. sušení dřeva, ohřev teplé užitkové vody) nebo použito k vytápění.

3.3 *Parní turbína*

Parní turbíny jsou expanzní tepelné stroje, v nichž pára expanduje v jednom nebo, v případě větších turbín, v několika stupních. Tepelná energie páry je v turbíně přeměněna na energii kinetickou, tj. rotační pohyb turbínové hřídele, jímž je poté poháněn generátor elektrické energie, který generuje elektrickou energii.

Podle stupně kondenzace páry v turbíně se rozlišují:

- turbíny kondenzační,
- turbíny protitlaké,
- nebo turbíny odběrové v provedení kondenzační nebo i protitlaké.

Energetický potenciál přehřáté páry vstupující do kondenzační turbíny je maximálně využit před tím, než opustí expanzní prostor turbíny. Pára se totiž nechává expandovat až do oblasti mokré páry. Aby však nedošlo k poškození lopatek rotoru, je přípustná minimální suchost páry 97 %. U protitlaké turbíny tento problém odpadá a opotřebení lopatek rotoru turbíny nehrozí, neboť z turbíny pára odchází v přehřátém stavu. U aplikací středních a větších výkonů je možno se setkat s tzv. odběrovou turbínou. Odběrová turbína bývá zpravidla rozdělena podél postupující expanze páry na dva či více stupňů. Přičemž z každého stupně může být proveden odběr páry o parametrech odpovídajících stupni expanze v daném stupni turbíny pro navazující proces. Zbytek páry, jež zůstává v turbíně dál, expanduje v dalších stupních turbíny a na konci turbíny ji opouští většinou v podobě mokré páry. Expanze do protitlaku je však také možná.

Dle rychlosti otáčení rotoru turbíny lze turbíny rozdělit na:

- vysokootáčkové,
- nízkootáčkové.

Vysokootáčkové turbíny se používají v technologiích vyšších výkonů, neboť součástí turbosoustrojí musí být i převodovka, jež zajistí redukci provozních otáček na 3000 ot./min, což odpovídá frekvenci 50 Hz v elektrické rozvodné síti. Na výstup z převodovky je přímo napojen egenerátor vyrábějící elektrickou energii. U nízkootáčkových turbín není redukční převodovky třeba, neboť tyto turbíny jsou konstruovány na pracovní otáčky 3000 ot./min. Generátor je napojen přímo na výstupní hřídel turbíny.

Vstup páry do turbíny může být:

- radiální,
- axiální.

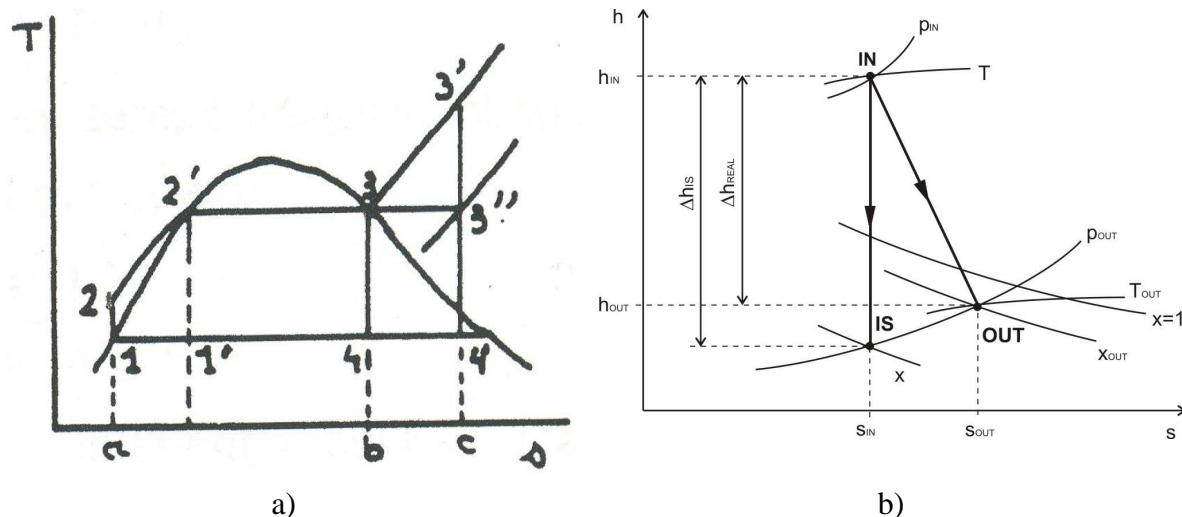
Pokud pára vstupuje do turbíny ve směru kolmém na rovinu, v níž leží střednice hřídele turbíny, pak mluvíme o turbíně jako o radiální turbíně. Toto uspořádání se používá zejména u malých jednostupňových turbín. U středních a velkých turbín je vstup páry do turbíny výhradně ve směru axiálním ke střednici hřídele turbíny a pokud možno několikanásobný. Rovnoměrnost rozložení vstupující páry má za následek zvýšení účinnosti turbíny. Označení velikostí turbín, dodávaných elektrických výkonů a dosahovaných účinností je možno nalézt v tab. 3.1.

Velikost turbíny	Parametry vstupující páry	Generovaný el. výkon	Vnitřní termodynamická účinnost
Malé	1,0 – 2,7 MPa 260 – 400°C	0,75 MW _e	35 – 40 %
Střední	2,0 – 4,4 MPa 400 – 440°C	0,75 – 4 MW _e	55 – 60 %
Velké	4,0 – 6,2 MPa 400 – 480 °C	4 – 40 MW _e	75 – 85 %
Velmi velké	6,0 – 14,0 MPa 440 – 538°C	10 – 90 MW _e	80 – 87 %

Tab. 3.1 Rozdělení turbín [14]

Vhledem k rozsahu řešené technologie je zřejmé, že pro uvažovanou aplikaci bude použita menší turbína. Lze tedy očekávat nižší vnitřní termodynamickou účinnost. To se v praxi projeví nízkým generovaným elektrickým výkonem.

Odhad práce vykonané na turbíně, neboli balance turbíny, se provádí pomocí rozdílů entalpií odečtených z vhodného diagramu. Rankin-Clausiiův parní oběh v systému Entropie - Teplota je znázorněn na obr. 3.3a. Pro provedení tepelné balance turbíny nás bude zajímat oblast expanze – přímka spojující body 3' a 4 na obr. 3.3a. Její detail v souřadném systému $h - s$ je na obr. 3.3b.



Obr. 3.3 Rankin-Clausiiův parní oběh [13]

Při výpočtu se na základě známých nebo naměřených parametrů páry - teploty T_{in} a tlaku p_{in} - na vstupu do turbíny určí entalpie h_{in} páry vstupující do turbíny. Pokud známe i tlak p_{out} do kterého pára expanduje, můžeme určit zbývající parametry páry za předpokladu ideální isoentropické expanze. Předpokladem totiž je, že při ideální isoentropické expanzi zůstává entropie páry konstantní [15], nebo-li:

$$s_{in} = s_{out}, [\frac{kJ}{kg \cdot K}] \quad (3.2)$$

kde: s_{in} je entropie na vstupu do turbíny,
 s_{out} je entropie na výstupu z turbíny.

Na základě dvou známých výstupních parametrů páry p_{out} a s_{ou} , jsme schopni určit výpočtovým softwarem, z parních tabulek nebo odečtením z grafu a následnou interpolací hodnoty výstupní entalpie h_{out} . Rozdíl vstupní a výstupní entalpie Δh_{is} udává, jaké množství energie se v turbíně uvolní při průchodu 1 kg páry o daných parametrech turbínou.

$$\Delta h_{is} = h_{in} - h_{out}, [\frac{kJ}{kg}] \quad (3.3)$$

V praxi se však nikdy nesetkáme se zařízením, které pracuje isoentropicky, neboť při práci zařízení dochází vždy ve větší či menší míře k tepelným ztrátám, jež přímo ovlivňují účinnost zařízení. Ze vztahu (3.4) vyplývá, že vlivem tepelných ztrát zařízení roste také entropie páry procházející expanzním strojem.

$$ds = \frac{dq}{T}, [\frac{kJ}{kg \cdot K}] [15] \quad (3.4)$$

Z obr. 3.3 je pak zjevné, že při vzrůstu entropie páry není možné při expanzi na stejný tlak získat stejně velký entalpický rozdíl. Pokud dáme do poměru reálný entalpický spád získaný na turbíně a isentropický entalpický spád, dostaneme tzv. vnitřní termodynamickou účinnost zařízení.

$$\eta_{TD} = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{is}} \cdot 100, [\%] \quad (3.5)$$

kde Δh_{is} je isoentropický entalpický spád,

Δh_{real} je skutečný entalpický spád,

η_{TD} je vnitřní termodynamická účinnost zařízení.

Využitím vztahu (3.5) pak můžeme vyjádřit i skutečný aktuální výkon expanzního stroje. Potřebujeme k tomu ale znát také momentální hmotnostní průtok páry tepelným strojem.

$$P = \Delta h_{is} \cdot \dot{m} \cdot \eta_{TD} \cdot \eta_{alt}, [kW] \quad (3.6)$$

kde P je výkon dodávaný tepelným strojem,

\dot{m} je hmotnostní průtok páry,

η_{alt} je účinnost generátoru el. energie.

Výše uvedené vztahy budou použity při sestavování výpočtového systému pro technicko-ekonomickou analýzu uplatnění kogeneračních technologií.

3.4 *Parní motor*

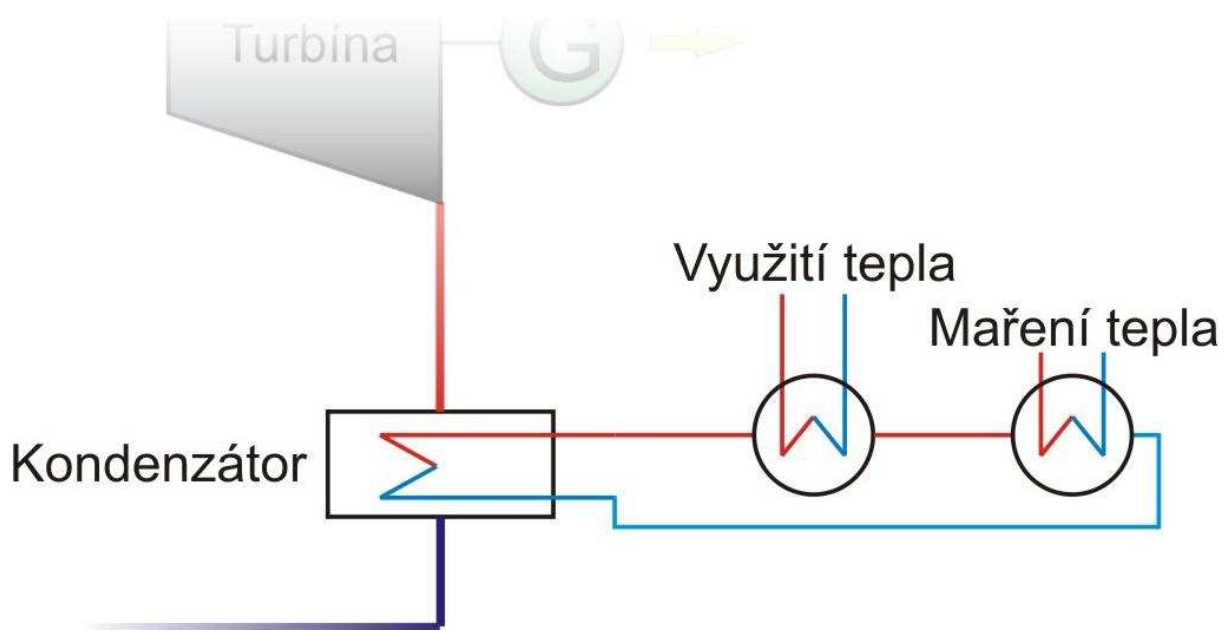
Parní motor se od turbíny liší konstrukčním provedením a odlišnou charakteristikou průběhu vnitřní termodynamické účinnosti, jež s klesajícím hmotnostním průtokem páry klesá pozvolněji než v případě parní turbíny.

Způsob výpočtu práce vykonané parním motorem je však shodný s výpočtem práce vykonané na turbíně.

3.5 *Kondenzátor*

Po expanzi páry v tepelném stroji zbývá v páře značný energetický potenciál. Díky dostatečně nadimenzovanému chladicímu systému je tato energie páře odebrána a pára zkondenzována. Kondenzací dochází k velmi významnému snížení objemu páry přicházející do kondenzátoru, což způsobuje v kondenzátoru značný podtlak, který funguje jako hnací síla pohybu páry v okruhu.

U kotlů středních výkonů nelze z důvodů vyšších investičních nákladů očekávat instalaci odběrové kondenzační turbíny. Namísto ní bude použita protitlaká turbína se zařazeným okruhem vyobrazeným na obr. 3.4. Teplo z kondenzátoru bude účelně využito nebo v případě nízké potřeby tepla mařeno.

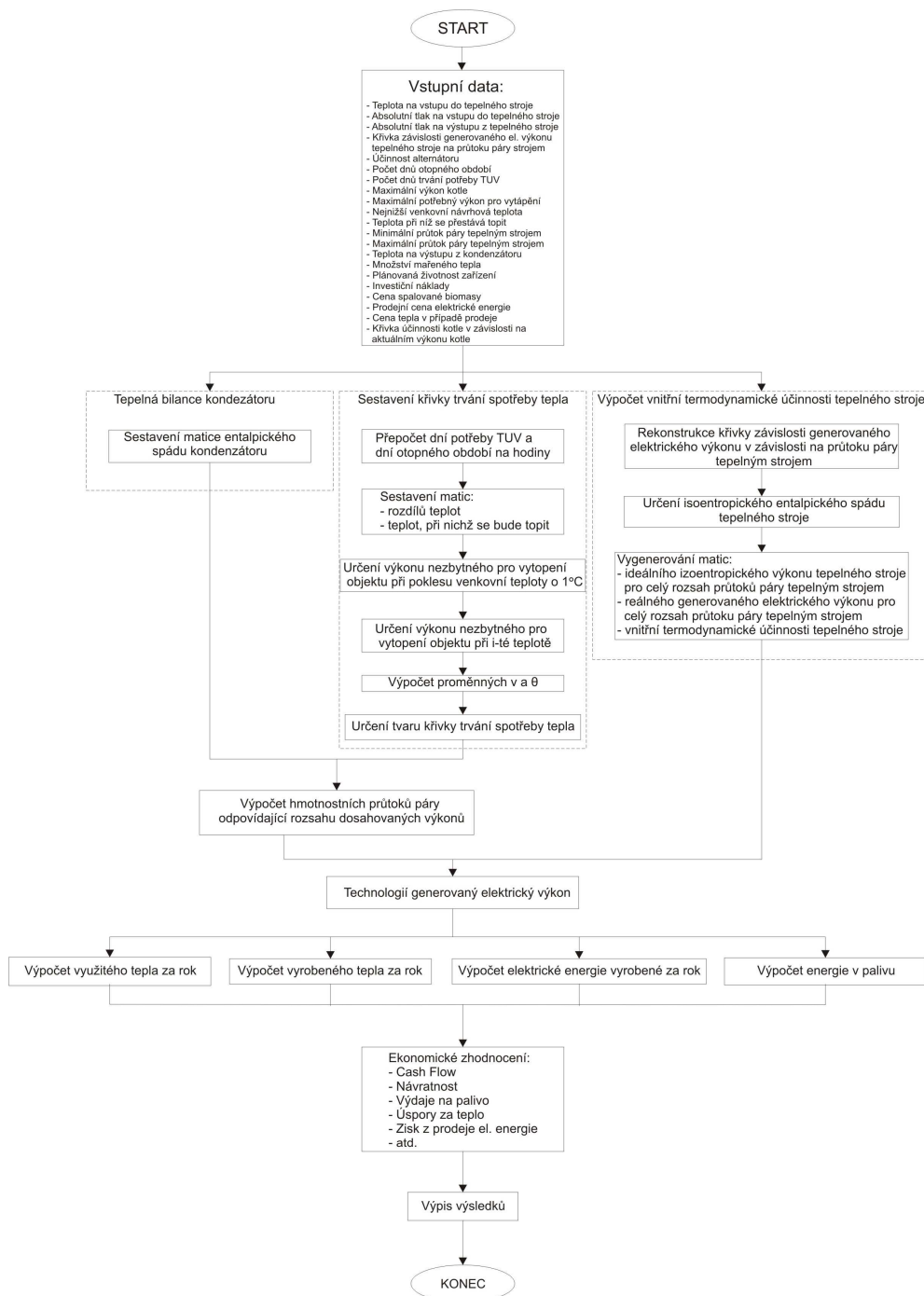
**Obr. 3.4** Okruh využití tepla

3.6 *Napájecí čerpadlo*

Napájecí čerpadlo je posledním článkem technologie, bez jehož přítomnosti by byla znemožněna funkčnost celé technologie. Napájecí čerpadlo má za úkol zajistit přesun kondenzátu z napájecí nádrže zpět do kotle a jeho následné natlakování na pracovní tlak, při němž pak bude pára opouštět kotel a poputuje do tepelného stroje.

4. Matematický model programu pro stanovení ekonomické bilance technologie

K provedení výpočtu ekonomické bilance technologie pro termické zpracování biomasy je nezbytné znát parametry všech uzlů technologie. V případě expanzního tepelného stroje a kotle jsou nezbytné i některé jejich charakteristiky. Výsledkem výpočtu je pak soubor provozních a ekonomických parametrů, na jehož základě je možno posoudit, zda má realizace dané technologie smysl či nikoliv. Postup výpočtu je znázorněn na vývojovém diagramu (obr. 4.1):



Obr. 4.1 Vývojový diagram matematického modelu

Hlavním faktorem ovlivňující ekonomiku celého procesu je optimální využití energie obsažené v palivu.

Jak je patrné z tab. 2.1, dominantní formou energie na výstupu z technologie je, v případě volby jakéhokoli druhu kogeneračního zařízení, energie tepelná a minoritně je zastoupena energie elektrická. Z tohoto důvodu je pro výpočet rozhodující využití vyrobené tepelné energie. Výrobu elektřiny je v tomto výkonovém rozsahu třeba chápat jako aktivitu doplňkovou. Doplňkový výkon kotle nezbytný pro výrobu elektrické energie je pak dopočítáván tak, aby nebylo zbytečně mařeno žádné přebytečné teplo.

Byl sestaven výpočtový program v matematickém prostředí MAPLE, jeho zdrojový kód je přiložen v příloze 1. Matematický model programu je založen na znalosti křivky trvání spotřeby tepla, jejíž význam a konstrukce budou popsány dále v textu.

4.1 Vstupní hodnoty výpočtu

Aby bylo možné provést výpočet, je nezbytné v úvodu programu zadat parametry technologie, z nichž bude v průběhu výpočtu vycházeno. Výpočet pracuje se vstupními parametry uvedenými v tabulce tab. 4.1. Podrobný popis jednotlivých vstupních proměnných lze nalézt v příloze 1.

KOTEL	<ul style="list-style-type: none"> – Maximální výkon biomasového kotle – Minimální výkon kotle, při němž je kotel schopen pracovat nepřetržitě – Účinnost kotle v závislosti na aktuálním vytížení kotle
TEPELNÝ STROJ	<ul style="list-style-type: none"> – Teplota páry na vstupu do tepelného stroje – Absolutní tlak páry na vstupu do tepelného stroje – Absolutní tlak páry na výstupu z tepelného stroje – Minimální hmotnostní průtok páry, při němž je tepelný stroj schopen pracovat – Maximální hmotnostní průtok páry, při němž je tepelný stroj schopen pracovat – Křivka generovaného el. výkonu v závislosti na průtoku páry tepelným strojem – Účinnost alternátoru tepelného stroje
KONDENZÁTOR	<ul style="list-style-type: none"> – Teplota kondenzátu na výstupu z kondenzátoru
PROVOZNÍ ÚDAJE	<ul style="list-style-type: none"> – Počet dnů otopného období – Počet dnů trvání potřeby teplé užitkové vody – Výhřevnost nakupované biomasy – Maximální potřebný výkon na pokrytí tepelných ztrát objektu při nejnižší návrhové teplotě dle ČSN 73 0540-1 – Nejnižší venkovní návrhovou teplotu dle ČSN 73 0540-1 – Výkon nezbytný pro ohřev teplé užitkové vody – Míra mařeného tepla (není nutná)
EKONOMICKÉ FAKTORY	<ul style="list-style-type: none"> – Plánovaná životnost zařízení – Diskontní sazba – Celkové investiční náklady – Cena vykupované elektrické energie – Cena tepla v případě prodeje (případně, cena za ušetřené GJ) – Výše nákladů na provoz technologie

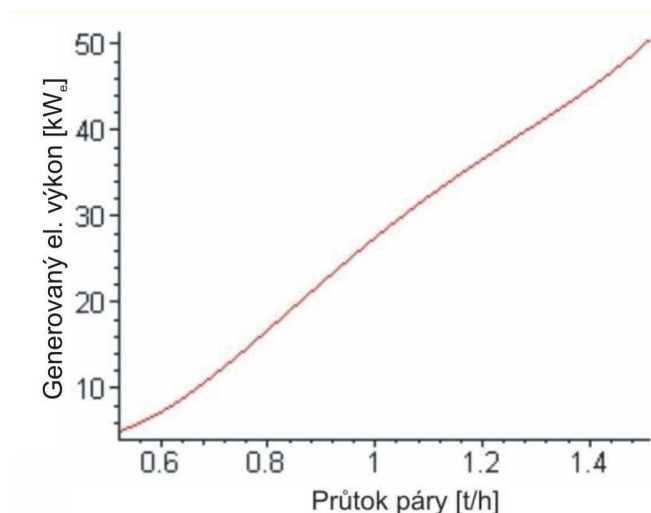
Tab. 4.1 Vstupní proměnné výpočtu

4.2 Postup výpočtu

Hlavní všeobecně pojmenované kroky výpočtu je možno vidět na vývojovém diagramu (obr. 4.1). V této kapitole budou jednotlivé kroky podrobně rozebrány, tak jak jdou po sobě ve vlastním výpočtu a jak je také možné je nalézt ve zdrojovém kódu. Po načtení vstupních hodnot je prvním krokem výpočet vnitřní termodynamické účinnosti tepelného stroje.

4.2.1 Výpočet vnitřní termodynamické účinnosti tepelného stroje

Při výpočtu vnitřní termodynamické účinnosti (3.5) tepelného stroje se vychází z křivky generovaného elektrického výkonu v závislosti na hmotnostním průtoku páry pro provozní podmínky technologie. Odečtením několika hodnot z křivky generovaného elektrického výkonu a odpovídajících hmotnostních průtoků páry (obr. 4.2) byly získány vstupní hodnoty pro hmotnostní průtoky páry a generovaný elektrický výkon. Hodnoty byly v programu MAPLE proloženy křivkou čtvrtého řádu [17], [18] za pomoci metody nejmenších. Její rovnice regrese pak posloužila ke zpětnému odečítání hodnot z grafu.



Obr. 4.2 Křivka generovaného výkonu v závislosti na hmotnostním průtoku páry točivé redukce Hi TR 150

Metoda nejmenších čtverců byla zvolena z důvodu vzniku nepřesnosti při odečítání hodnot odměřováním z grafu výrobce. Metoda nejmenších čtverců má za úkol tyto nepřesnosti eliminovat a průběh křivky tzv. „vyhladit“.

Výpočet vychází z expanze vodní páry v přehřátém stavu vyznačené na obr. 3.3. Z něho vyplývá rovnice (3.6).

Dále je pak známo, že platí (2.1).

$$P_{\text{isoentrop}} = (h_{TS_{in}} - h_{TS_{\text{isoentrop}_{out}}})_{\text{isoentrop}} \cdot \dot{m}_{\text{páry}} = \Delta h_{TS_{\text{isoentrop}}} \cdot \dot{m}_{\text{páry}}, [\text{kW}] \quad (4.1)$$

kde $P_{\text{isoentrop}}$ je výkon tepelného stroje v případě ideální isoentropické expanze.

$h_{TS_{in}}$ je entalpie páry na vstupu do tepelného stroje,

$\Delta h_{TS_{\text{isoentrop}}}$ je entalpický spád předaný parou tepelnému stroji,

Rovnici (3.6) lze s využitím (4.1) přepsat na tvar (4.2) resp.

$$P_{real} = P_{isoentrop} \cdot \eta_{TD}, [kW] \quad (4.2)$$

V praxi je nezbytné vzít do úvahy také účinnost generátoru připojeného na výstupní hřídel tepelného stroje a provést korekci. Rovnice (4.2) se pak změní na (4.3).

$$P_{real} = P_{isoentrop} \cdot \eta_{TD} \cdot \eta_{alt}, [kW] \quad (4.3)$$

kde η_{alt} je účinnost generátoru.

Za pomoci vstupních parametrů jsme v rovnici (4.4) schopni určit hodnoty proměnných P_{real} a η_{alt} . K tomu, abychom mohli určit vnitřní termodynamickou účinnost tepelného stroje, zbývá vyčíslit hodnotu výkonu tepelného stroje v případě ideální isoentropické expanze.

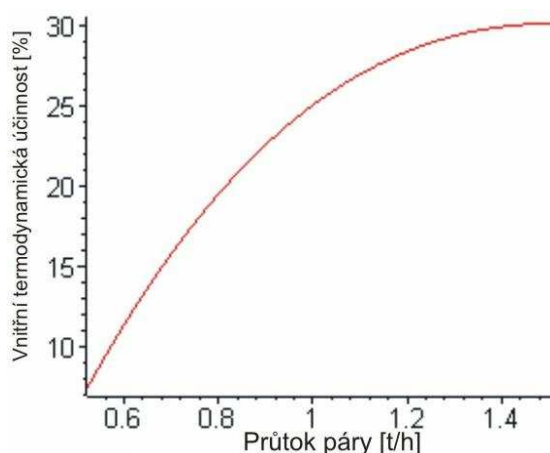
Z křivky generovaného elektrického výkonu jsme schopni odečítat reálné hodnoty generovaných výkonů tepelného stroje pro libovolný hmotnostní průtok páry. Pro výpočet vnitřní termodynamické účinnosti tepelného stroje byla rovnice (4.3) upravena tvar (4.4).

$$\eta_{TD} = \frac{P_{real}}{P_{isoentrop} \cdot \eta_{alt}}, [-] \quad (4.4)$$

Pro výpočet entalpického spádu v tepelném stroji při isoentropické expanzi použijeme předpoklad, že entropie páry na vstupu do tepelného stroje je stejná jako entropie páry na výstupu z něj (3.2).

Vzhledem k tomu, že parametry páry na vstupu (teplota a tlak) do tepelného stroje jsou známy, není problém pomocí parních tabulek určit její měrnou entalpii a také měrnou entropii. Pokud je pak znám i tlak na výstupu z tepelného stroje, je možné opět pomocí parních tabulek dopočítat měrnou entalpii na výstupu. Výkon tepelného stroje při isoentropické expanzi je pak dán vztahem (4.1).

Pokud tento výpočet provedeme pro každou hodnotu průtoku páry tepelným strojem, dostáváme křivku vnitřní termodynamické účinnosti tepelného stroje (obr. 4.3).

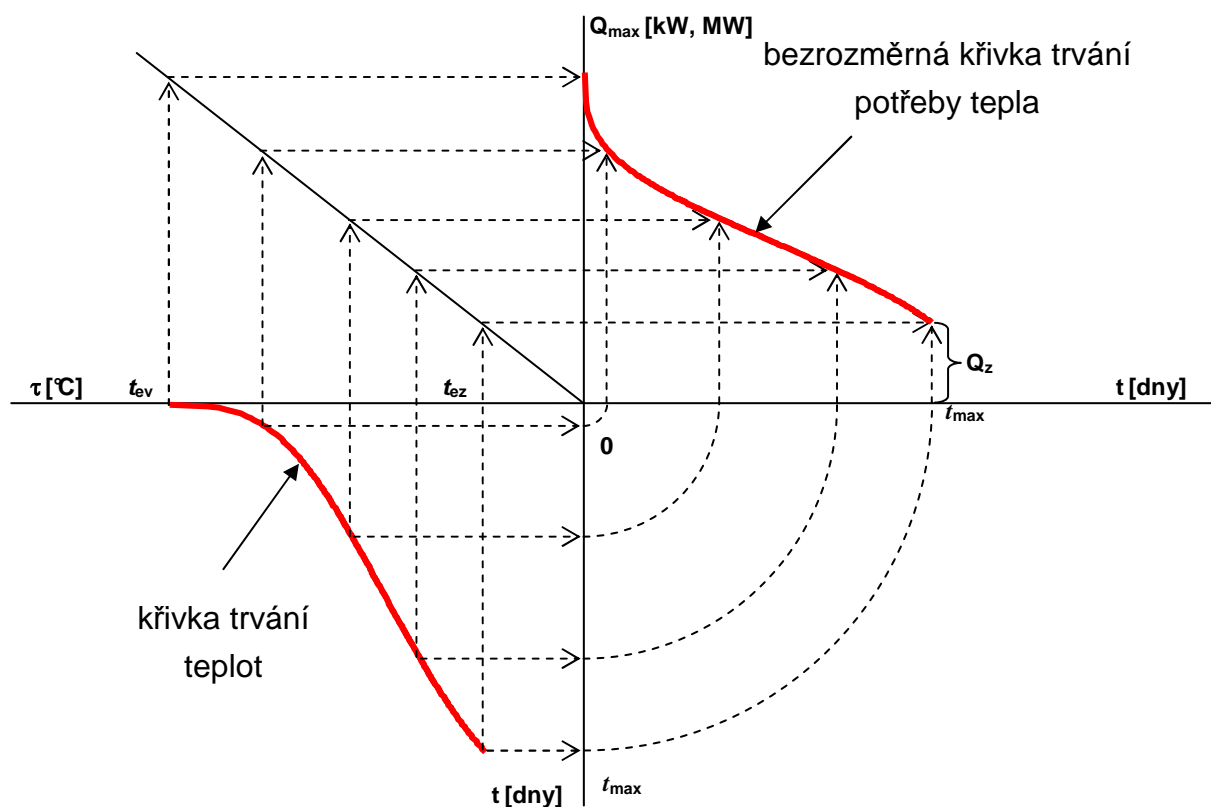


Obr. 4.3 Křivka vnitřní termodynamické účinnosti pro točivou redukci Hi TR 150

4.2.2 Sestavení křivky trvání spotřeby tepla

Křivka trvání spotřeby tepla [16] je účinným nástrojem pro odhad spotřeby tepla v průběhu roku pro danou lokalitu. Seznam vybraných lokalit v ČR a k nim náležejících hodnot nezbytných pro sestavení křivky trvání spotřeby tepla lze nalézt v příloze 3. Křivka trvání spotřeby tepla je důležitým nástrojem používaným pro dimenzování a návrh energetických zdrojů. Vychází z historických dat dodávky tepla v průběhu let. V menších aplikacích, jako je např. vytápění průmyslových objektů, se stanovuje na základě postupu popsaného níže.

V aplikacích, kde převažuje teplo používané na vytápění závisí celková spotřeba tepla během roku na průběhu venkovních teplot. Při konstrukci diagramu roční potřeby tepla se vychází z předpokladu, že spotřeba tepla je přímo úměrná rozdílu vnitřní a venkovní teploty. Křivku trvání tepla v průběhu roku lze převést na bezrozměrnou křivku trvání potřeby teplot (obr. 4.4), jež je následně roznásobena výkonem nezbytným pro udržení konstantní teploty v objektu při snížení venkovní teploty o 1°C .



Obr. 4.4 Konstrukce bezrozměrné křivky potřeby tepla z křivky trvání teplot [19]

Výsledná křivka trvání potřeby tepla pak může mít výsledný tvar jako křivka na obr. 4.5.

Jak je vidět z obr. 4.4, je pro sestavení křivky trvání teplot nezbytné znát počet hodin otopného období. Vzhledem k tomu, že se otopné období uvádí většinou v celých dnech, je na začátku výpočtu proveden přepočet dní otopného období na hodiny otopného období.

$$h_{otop} = \tau_{otop} \cdot 24, [hod] \quad (4.5)$$

kde τ_{otop} je počet hodin otopného období,

d_{otop} je počet dní otopného období.

Obdobně je přepočten také počet dní, kdy trvá potřeba tepla pro výrobu užitkové vody.

$$h_{TUV} = \tau_{TUV} \cdot 24, [hod] \quad (4.6)$$

kde τ_{TUV} je počet hodin trvání potřeby teplé užitkové vody,

d_{TUV} je počet dní trvání potřeby teplé užitkové vody.

K posouzení začátku a konce topného období slouží hodnota průměrné denní teploty, jež je definována jako průměrná hodnota teplot naměřených v 7, 14 a dvou hodnot ve 21 hodin viz. rovnice (4.7).

$$T_{pr} = \frac{T_{7.00} + T_{14.00} + 2 \cdot T_{21.00}}{4}, [^{\circ}\text{C}] \quad (4.7)$$

kde T_{pr} je průměrná denní venkovní teplota dle (4.7),

$T_{7.00}$ je venkovní teplota v 7 hodin ráno,

$T_{14.00}$ je venkovní teplota ve 14 hodin,

$T_{21.00}$ je venkovní teplota ve 21 hodin.

Pro průmyslové objekty je hodnota průměrné denní teploty omezující topnou sezónu 13°C [20].

Pro stanovení velikostí potřebných výkonů pro vytápění se stanoví nejdříve matice rozdílů teplot pro něž bude třeba určit výkon nezbytný pro vytápění objektu.

$$\Delta T_i = (T_{pr} - T_i), [^{\circ}\text{C}] \quad (4.8)$$

Kde ΔT_i je teplotní rozdíl pro který je nutno určit potřebný výkon pro vytápění,

T_i je teplota z rozmezí $\{T_{návrhová}, \dots, T_{pr}\}$.

Nyní když známe teplotní rozdíly vnitřních a venkovních teplot, je možné určit nezbytný tepelný výkon pro hodnoty matice ΔT . Pro tento výpočet je použit předpoklad, že pro zvýšení teploty o 1°C , je třeba konstantní přírůstek dodaného tepla. Předpoklad je vyjádřen konstantou definovanou v rovnici (4.9).

$$k = \frac{P_{\max}}{\Delta T_i}, [\frac{kW}{^{\circ}\text{C}}] \quad (4.9)$$

kde k je přírůstek tepla dodaného vytápěnému objektu pro zvýšení teploty o 1°C ,

P_{\max} je výkon nezbytný pro pokrytí tepelných ztrát objektu při venkovní návrhové teplotě.

Na základě experimentálních výzkumů průběhu spotřeby tepla byla rovnice trvání potřeby tepla ustanovena ve tvaru rovnice (4.10).

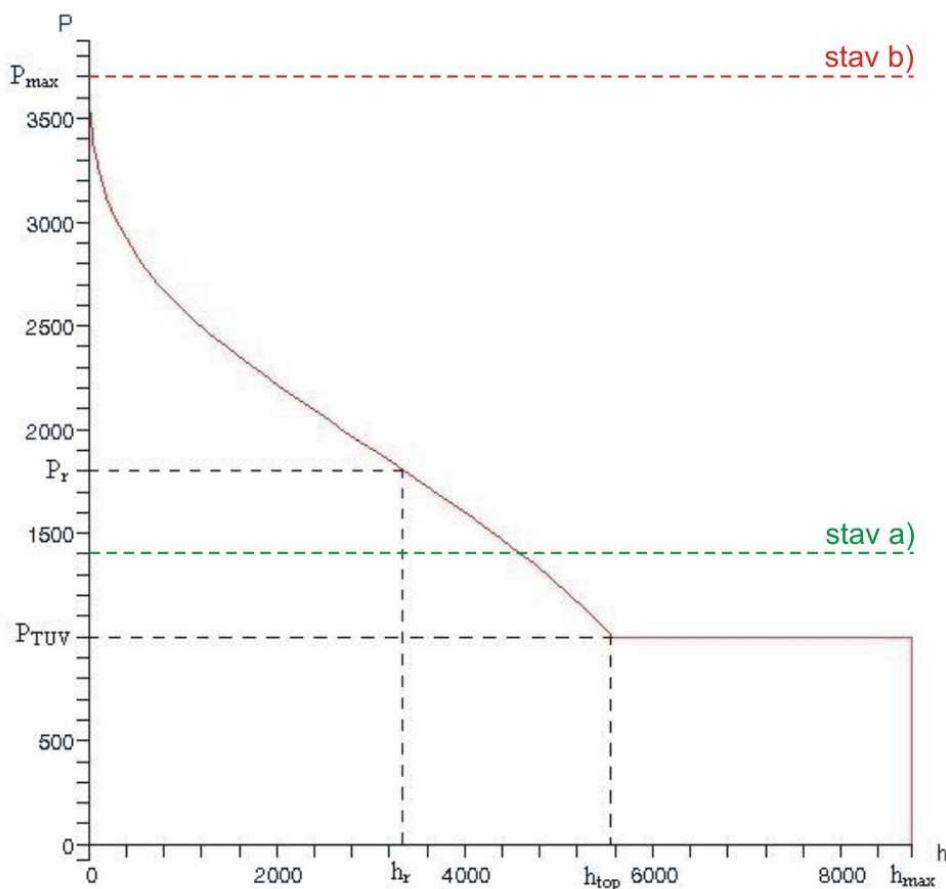
$$\vartheta_i = (1 - \nu_i)^{0,985 \cdot \nu_i^{-0,626}}, [-] \quad (4.10)$$

kde ϑ a ν jsou bezrozměrné koeficienty určující tvar bezrozměrné křivky trvání potřeby tepla, jež je třeba vypočítat pro každou venkovní teplotu. Je známa rovnost (4.11).

$$\vartheta_i = (1 - \nu_i)^{0,985 \cdot \nu_i^{-0,626}} = \frac{T_{pr} - T_i}{T_{pr} - T_{návrhová}}, [-] \quad (4.11)$$

Pro každé ϑ_i je vypočteno příslušné ν_i , jež slouží po roznásobení počtem pracovních hodin, resp. výkonem nezbytným pro danou teplotu T_i , k sestrojení křivky trvání potřeby tepla.

Pokud je nutno zásobovat provoz také teplou užitkovou vodou, je pak vypočtená křivka trvání potřeby tepla ještě nadsazena o výkon nezbytný pro ohřev teplé užitkové vody. Výsledná podoba křivka trvání spotřeby tepla je na obr. 4.5.



Obr. 4.5 Křivka trvání potřeby tepla v průběhu roku navýšená o ohřev teplé užitkové vody

Jestliže je znám tvar křivky trvání teplot, je možno určit množství tepla nezbytného pro vytápění objektu. Teplo nezbytné pro vytápění je vyjádřeno plochou pod křivkou v grafu trvání potřeby tepla. Je ovšem nutné nezapomenout, že křivka trvání spotřeby tepla byla navýšena o množství tepla nutného k ohřevu teplé užitkové vody. Matematicky je toto možno zapsat následujícím způsobem:

$$Q_{výtop} = \int_{h_0}^{h_{otop}} f \cdot dh - P_{TUV} \cdot h_{otop}, [kWh] \quad (4.12)$$

kde $Q_{výtop}$ je množství tepla nezbytného pro vytápění objektu,
 f je funkce křivky trvání potřeby tepla,

P_{TUV} je výkon nezbytný pro ohřev teplé užitkové vody,

Pokud je maximální výkon posuzovaného kotle nižší než je aktuální hodnota výkonu vypočteného křivkou trvání potřeby tepla nadsazené o výkon nezbytný pro ohřev teplé užitkové vody, je pro výpočet množství tepla obsaženého ve spáleném palivu brána hodnota maximálního výkonu kotle namísto funkční hodnoty křivky trvání spotřeby tepla:

Pokud $f(h) \geq P_{boil_{max}}$ (obr. 4.5, stav a)), pak:

$$f_{teplavpalivu}(h) = P_{boil_{max}} \quad (4.13)$$

pokud výše uvedená podmínka neplatí (obr. 4.5, stav b)):

$$f_{teplavpalivu}(h) = f(h) \quad (4.14)$$

Nyní jsme získali funkci $f_{teplavpalivu}$, jež vyjadřuje aktuální tepelný výkon předávaný technologií biomasovým kotlem spalováním biomasy. Pro určení celkového množství tepla obsaženého ve spáleném palivu je opět potřeba tuto funkci integrovat.

$$Q_{biom} = \int_{h_0}^{h_{TUV}} f_{teplavpalivu} \cdot dh, [kWh] \quad (4.15)$$

kde Q_{biom} je množství tepla vyrobeného z paliva – biomasy,

$f_{teplavpalivu}$ je funkce křivky určující množství tepla dodaného palivem - biomasou.

Na základě známé průměrné výhřevnosti biomasy spálené za rok je potom jednoduché vypočítat hmotnost spáleného paliva.

$$m_{paliva} = \frac{Q_{biom}}{LHV} \cdot \frac{3600}{1000}, \left[\frac{t}{rok} \right] \quad (4.16)$$

kde m_{paliva} je hmotnost paliva spáleného za rok,

LHV je výhřevnost paliva.

4.3 Tepelná bilance kondenzátoru páry

Tepelná bilance kondenzátoru páry, jakožto zařízení předávajícího vyrobené teplo externím spotřebičům tepla, je velmi důležitým bodem optimalizace technologie. Proto, aby byla posuzovaná technologie efektivní, je nezbytné, aby bylo využito maximální možné množství vyrobené energie, bylo zamezeno nežádoucím tepelným ztrátám a především úmyslnému maření vyrobeného tepla. Proto je při řešení hospodárného provozu technologie nutno vycházet primárně ze spotřeby tepla. Výroba tepelné energie převažuje nad výrobou energie elektrické a proto je nutné výrobu elektrické energie podřizovat výrobě tepla.

Ze znalosti křivky trvání spotřeby tepla v průběhu roku lze, na základě znalosti entalpie páry před a za kondenzátorem a aktuálního potřebného množství tepla pro účely vytápění a ohřevu TUV určit hmotnostní průtok páry technologií dle vztahu (4.17).

$$m_{páryK} = \frac{Q_{výtop} + P_{TUV}}{(h_{kond_{in}} - h_{kond_{out}})} \cdot \frac{3600}{1000}, [t/h] \quad (4.17)$$

kde $m_{páryK}$ je hmotnostní průtok páry kondenzátorem,

$Q_{výtop}$ je tepelný výkon nezbytný pro vytápění,

P_{TUV} je tepelný výkon nezbytný pro ohřev teplé užitkové vody,

$h_{kond_{in}}$ je entalpie páry na vstupu do kondenzátoru,

$h_{kond_{out}}$ je entalpie páry na výstupu z kondenzátoru.

Jedinou neznámou proměnnou v rovnici (4.17) je entalpie páry na vstupu do kondenzátoru, jejíž hodnota je daná způsobem zpracování páry před vstupem do kondenzátoru.

V zásadě mohou nastat tři různé stavy:

1. hmotnostní průtok páry nedostačuje k tomu, aby poháněl tepelný stroj,
2. hmotnostní průtok páry je dostatečný k pohonu tepelného stroje a celý průtočný objem páry je zpracováván tepelným strojem,
3. hmotnostní průtok páry je dostatečný k pohonu tepelného stroje, avšak hltnost tepelného stroje je menší než aktuální hmotnostní průtok páry.

Ad 1. – Veškerý hmotnostní tok páry je veden bypassem. Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru odpovídá entalpii, s níž pára opouští, kotel neboť průchod páry bypassem lze považovat za izoentalpický děj. Lze tedy psát (4.18).

$$h_{kond_{in}} = h_{boil_{out}}, \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.18)$$

kde $h_{kond_{in}}$ je entalpie na vstupu do kondenzátoru,

$h_{boil_{out}}$ je entalpie na výstupu z kotle.

Ad 2. – Veškerý hmotnostní tok páry je sveden do tepelného stroje. Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru je snížena oproti entalpii na výstupu z kotle o poměrnou část energie předanou v tepelném stroji (4.19).

$$h_{kond_{in}} = h_{boil_{out}} - \Delta h_{IS_{isoetrop}} \cdot \eta_{TD}, \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.19)$$

Ad 3. – Maximální využitelný hmotnostní tok páry je sveden do tepelného stroje a přebytečný hmotnostní tok je veden bypassem. Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru je poměrná hmotnostním průtokům entalpie páry vycházející z tepelného stroje (4.19) a entalpii páry jdoucí bypassem (4.18), jež je shodná s entalpií páry vycházející z kotle. Matematický zápis toho stavu vyjadřuje rovnice (4.20).

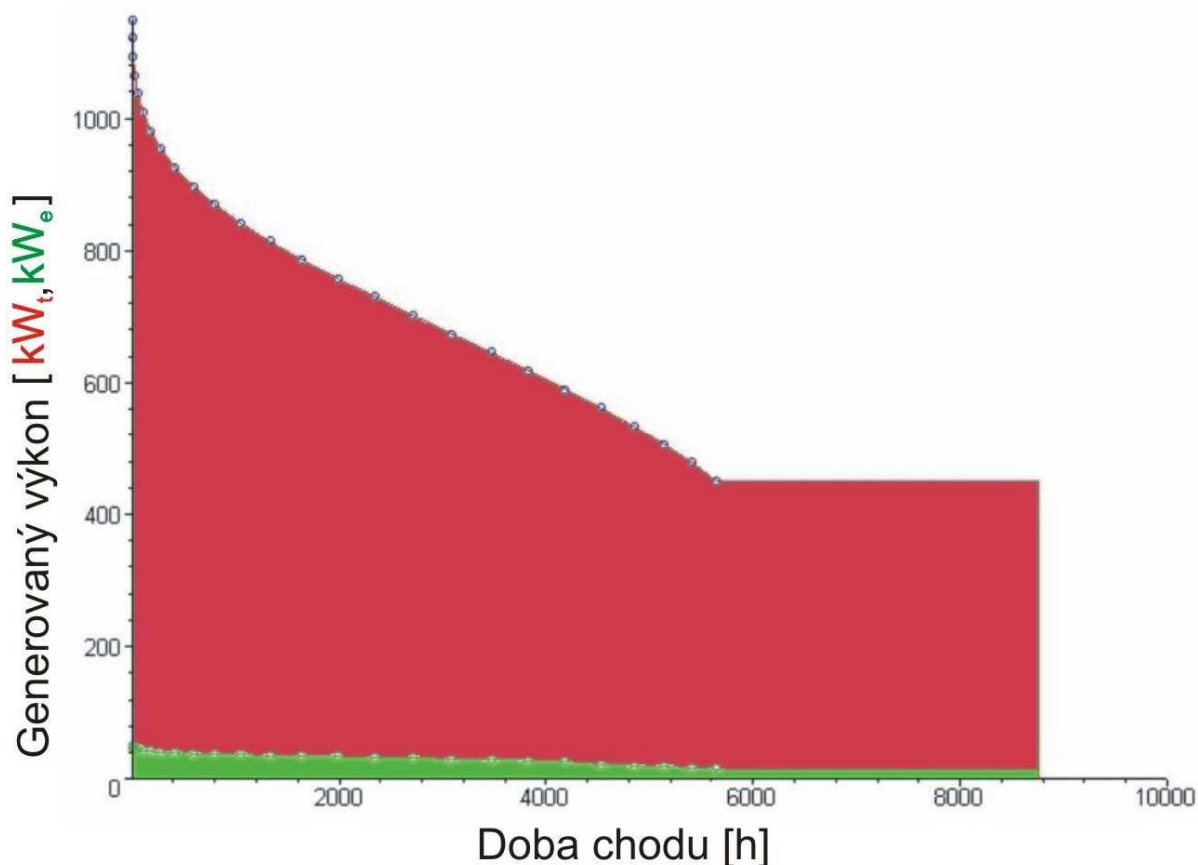
$$h_{kond_{in}} = \frac{m_{bP} \cdot h_{boil_{out}} + m_{TS} \cdot (h_{boil_{out}} - \Delta h_{IS_{isoetrop}} \cdot \eta_{TD})}{m_{bP} + m_{TS}}, \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (4.20)$$

kde m_{bP} je hmotnostní průtok páry bypassem,

m_{TS} je hmotnostní průtok páry tepelným strojem.

Tímto způsobem jsme spočítali celý rozsah možných průtoků páry a jim odpovídajících entalpií na vstupu do kondenzátoru. Tzn., že nyní je možné určit průběh množství vygenerované elektrické energie.

Postup tohoto výpočtu je následovný – pro hodnotu potřebného tepelného výkonu odečtenou z křivky trvání potřeby tepla (pro daný tepelný výkon) určíme entalpii na vstupu do kondenzátoru, průtok páry kondenzátorem a expanzním strojem a na základě jeho znalosti pak z křivky generovaného elektrického výkonu odečteme elektrický výkon dodávaný do rozvodné sítě. Pokud bychom si výsledek tohoto výpočtu nechali vykreslit, pak výsledkem bude graf (obr. 4.6) - zeleně je vyznačen elektrický výkon dodávaný do rozvodné sítě f_{el} .



Obr. 4.6 Křivka trvání potřeby tepla s vyznačeným generovaným elektrickým výkonem

Abychom určili množství vygenerovaného elektrické energie, je nezbytné určit plochu pod křivkou f_{el} :

$$Q_{el} = \int_0^{h_{\max}} f_{el} \cdot dh, [kWh] \quad (4.21)$$

kde Q_{el} je množství vygenerované elektrické energie za rok.

4.4 Ekonomické zhodnocení kogenerační technologie

V tomto bodě již máme všechny potřebné údaje o vstupech a výstupech technologie a je tedy možné aplikaci ekonomicky zhodnotit.

Ekonomické zhodnocení prezentované technologie je prováděno z pohledu projektanta, který nebere v úvahu vztah technologie ke svému okolí, jímž jsou např. banky či stát. Dle tohoto přístupu je zisk technologie v i -tém roce vyjádřen jako:

$$Z_i = CF_i - A, \left[\frac{Kč}{rok} \right] \quad (4.22)$$

kde Z_i je zisk v i -tém roce,

CF_i je cash flow v i -tém roce,

A je roční anuita.

U prezentované technologie je cash flow tvořen složkami:

Příjmy:

- výnos / úspora z výroby resp. prodeje tepla
- výnos / úspora z výroby resp. prodeje elektrické energie

Výdaje:

- nákup paliva (např. biomasy)
- náklady na provoz a údržbu technologie

Doba návratnosti investice se započítáním vlivu změny hodnoty peněz v čase je pak definována vztahem (4.23).

$$PBCK = \frac{Inv}{Z_i}, [let] \quad (4.23)$$

kde $PBCK$ je doba návratnosti investice,

Inv jsou celkové investiční náklady na výstavbu technologie.

Zisk v i -tém roce je možno považovat za neměnný vzhledem k předpokládanému ročnímu konstantnímu vytížení technologie.

K porovnávání konkurenčních řešení byl ve výpočtu použit ukazatel čisté současné hodnoty dle (4.23).

$$NPV = \sum_{i=0}^{T_z} \frac{CF_i}{(1+r)^i}, [Kč] \quad (4.24)$$

kde NPV je čistá současná hodnota technologie po uplynutí životnosti,

r je diskontní sazba,

T_z je životnost technologie.

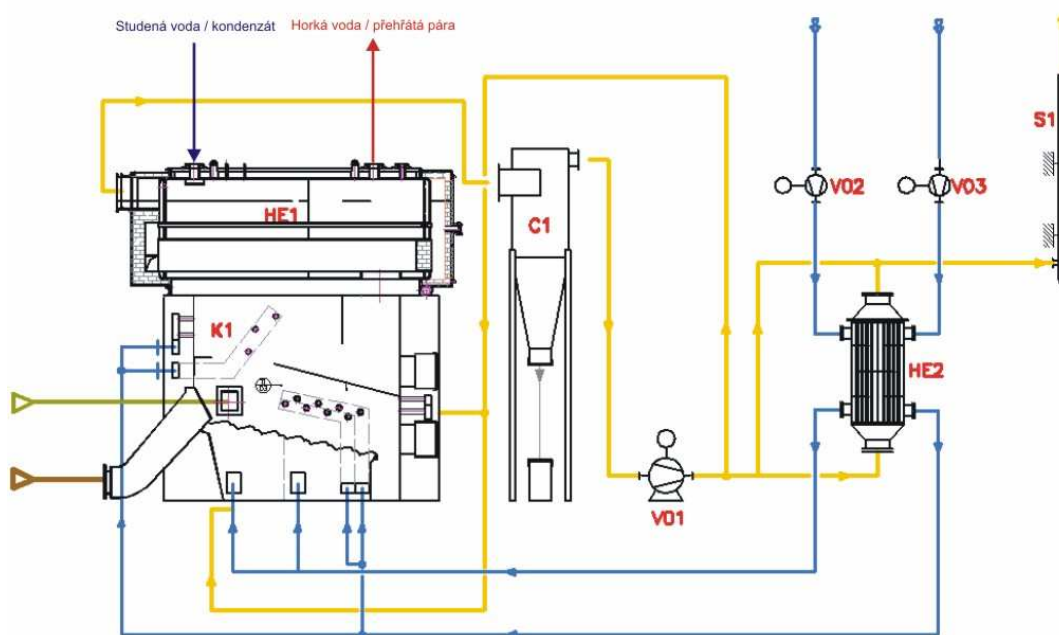
5. Případová studie

Cílem případové studie je z ekonomického hlediska posoudit výhodnost investice do kogenerační technologie středního výkonu vystavěné na tzv. „zelené louce“. Posouzení bude provedeno pro různé roční zatížení hodnocených konfigurací technologie tak, aby bylo možné určit, jaká konfigurace zařízení je nejvhodnějším řešením pro dané roční vytížení technologie. K posouzení jsou tyto tři varianty:

- 1) Varianta 1 - Teplárenská technologie vybavená teplovodním kotlem o jmenovitém výkonu 1 MW.
- 2) Varianta 2 - Kogenerační technologie parního kotle o jmenovitém výkonu 1 MW v kombinaci s jednostupňovou radiální turbínou.
- 3) Varianta 3 - Kogenerační technologie parního kotle o jmenovitém výkonu 1 MW v kombinaci s parním motorem.

5.1 Spalovací část

Společným základem hodnocených variant je biomasový kotel v horkovodním provedení ve variantě 1 a parní ve variantách 2 a 3. Tento kotel o jmenovitém výkonu 1 MW byl vyvinutý v rámci projektu MPO - Ministerstva průmyslu a obchodu, Impuls, FI-IM3/166 „Prototyp jednotky o výkonu 1 až 3 MW pro energetické využití různých druhů biomasy a fytomasy“. Jednotka je výjimečná aplikací netradičních prvků, které se u obdobných zařízení nevyskytují, je proto velmi vhodná pro spalování různých druhů biomasy. Schéma technologie je znázorněno na obr. 5.1.



Obr. 5.1 Technologické schéma parní části technologie [21]

Spalovací komora (K1) kotle je vybavena šikmým hydraulickým roštem. Na roštu dochází působením vysoké teploty nejdříve k sušení a pyrolýze paliva, poté k jeho zapálení. V dolní části roštu vypadává nespálitelný zbytek - popel. Vzniklé spaliny ve směsi s pyrolýzním plynem proudí do prostoru sekundární komory, kam se přivádí sekundární spalovací vzduch, který byl předehřát ve speciálním rekuperačním výměníku instalovaném na trase spalin (HE2). Zde dojde k dokonalé oxidaci všech spalitelných látek (hoření) za vývinu horkých spalin. Vzniklé spaliny pak proudí teplosměnným svazkem trubek ve výměníkové části kotle (HE1), kde předávají své teplo ohřívané vodě. Z výměníku (HE1) vystupuje v případě varianty 1 horká voda, v případě variant 2 a 3 přehřátá pára. Spaliny opouštějí kotel a jsou dočistěny od jemného popílku v multicyklonu (CI). Za multicyklonem je umístěn spalinový ventilátor (V01), který je jediným hnacím zařízením celé spalinové trasy od spalovací komory až po komín (SI). Za ventilátorem je provedena odbočka tzv. recyklu spalin. Pomocí tohoto recyklu je část spalin z výstupu z kotle přivedena zpět do spalovací komory kotle, čímž se zvyšuje pyrolýzní efekt, palivo se před zapálením rychleji vysuší a zvyšuje se tak celková účinnost kotle. Za odbočkou recyklu spalin následuje předehřev sekundárního spalovacího vzduchu ve výměníku (HE2). V tomto výměníku je využito tepla spalin do maximální možné míry, ovšem maximálně tak, aby nedocházelo k přílišnému zalepování spalinové strany výměníku a byly minimalizovány komínové ztráty. Ochlazené spaliny ústí do komína (SI).

5.2 Výroba elektrické energie

Na českém trhu je několik výrobců malých turbín, ale pouze jeden výrobce parních motorů. V případě parního motoru bylo tedy nezbytné poptat parní motor také v zahraničí. Pro objektivní zhodnocení ekonomičnosti provozu bylo nutné získat podrobná data o nabízeném produktu.

Postupně tedy bylo osloveno několik výrobců parních turbín i motorů s žádostí o zaslání nabídky tepelného stroje dimenzovaného pro potřeby technologie včetně informací nezbytných pro výpočet.

Jmenovitě byli osloveni tito výrobci uvedení v tabulkách tab. 5.1 a tab. 5.2.

Výrobce turbín:	Výsledek:
<i>Siemens Industrial Turbomachinery</i>	Sortiment turbín výrobce začíná až na turbínách o výkonu 8,5 MW _e . Pro daný účel nevyhovující.
<i>Ekol, spol s r.o.</i>	Sortiment turbín výrobce začíná až na turbínách o výkonu 1 MW _e . Pro daný účel nevyhovující.
<i>G-team, a.s.</i>	Nabídl jednostupňovou turbínu s označením TR Hi 150 vč. potřebných dat. Turbína byla zhodnocena.

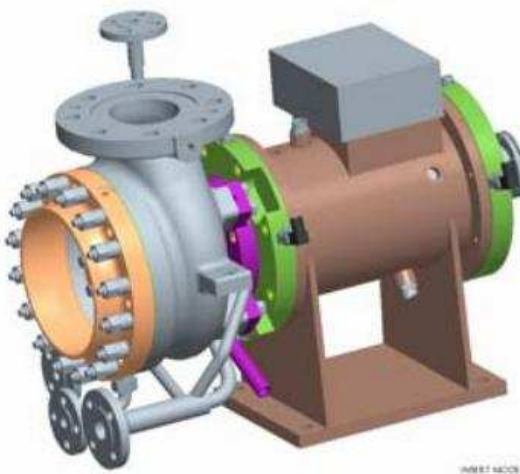
Tab. 5.1 Seznam oslovených výrobců parních turbín

Výrobce parních motorů:	Výsledek:
<i>Polycomp, a.s.</i>	Výrobce má v sortimentu parní motor vhodný pro daný účel, v současné době však dokončuje testování jeho nástupce, a proto ke starému modelu data již neposkytl a k novému je ještě neměl k dispozici.
<i>Spilling Energie Systeme GmbH, Německo</i>	Výrobce má v sortimentu a nabídl parní motor, jež vyhovuje dané technologii. Poskytnutá data však byla pro mírně odlišné pracovní podmínky, než se kterými se počítá u naší technologie. Data byla přepočítána na pracovní podmínky s předpokladem nezměněného průběhu účinnosti za námi požadovaných podmínek.

Tab. 5.2 Seznam oslovených výrobců parních motorů

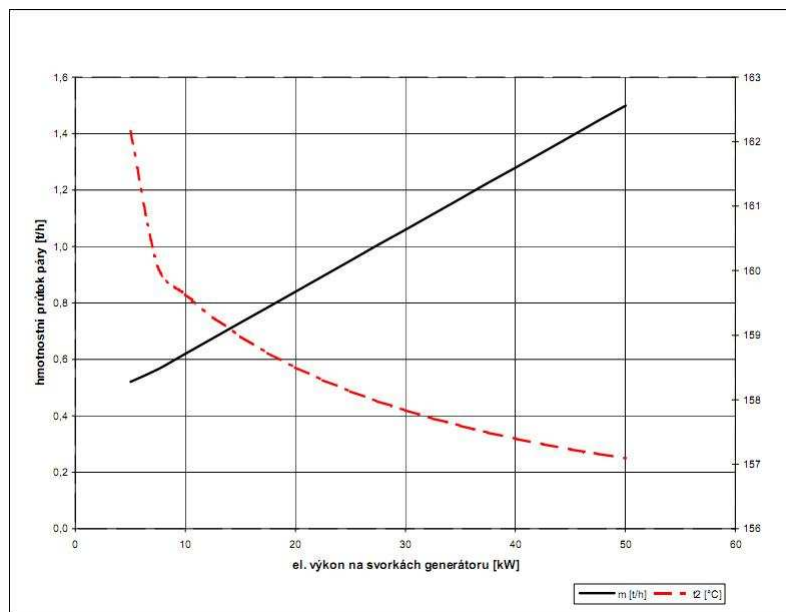
5.2.1 Jednostupňová radiální parní turbína TR Hi 150

Pára produkovaná parním kotlem bude zpracovávána jednostupňovou radiální turbínou s označením TR Hi 150 od české firmy G-team.



Obr. 5.2 Točivá redukce TR Hi 150

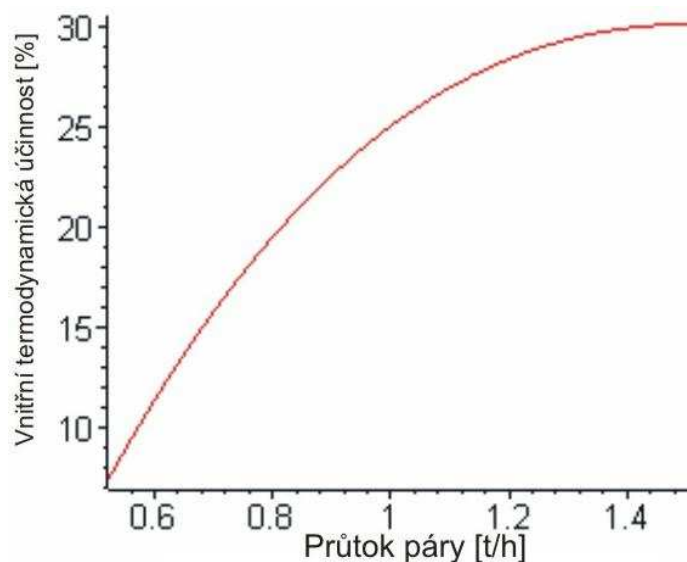
Výrobce ochotně naměřil a zaslal charakteristiku generovaného elektrického výkonu turbíny v závislosti na aktuálním průtoku páry (obr. 5.3).



Obr. 5.3 Křivka generovaného výkonu v závislosti na hmotnostním průtoku páry točivé redukce Hi TR 150 od fy. G-team

Z průběhu křivky generovaného elektrického výkonu je patrné, že točivá redukce TR Hi 150 je schopna zpracovat průtok páry v rozmezí 0,52 až 1,5 tuny páry za hodinu.

Po zadání křivky generovaného výkonu v závislosti na hmotnostním průtoku páry točivou redukcí TR Hi 150 do výpočtového programu dostaneme pro zpracovatelný průtok páry průběh vnitřní termodynamické účinnosti točivé redukce dle obr. 5.4.



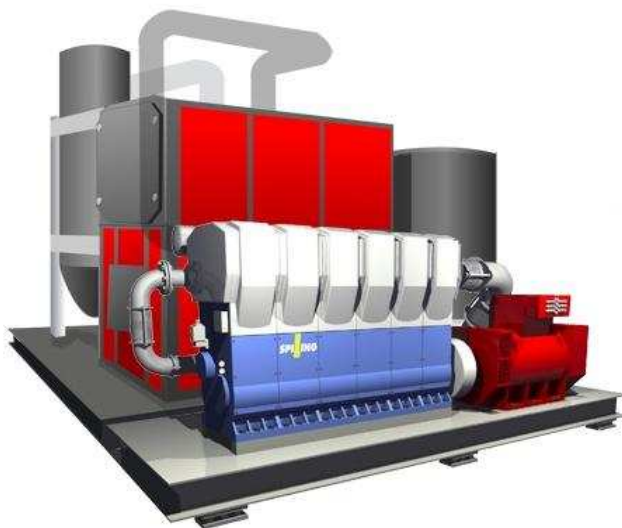
Obr. 5.4 Průběh vnitřní termodynamické účinnosti točivé redukce TR Hi 150

Z obr. 5.4 je vidět, že parní turbína dosahuje nejvyšší termodynamické účinnosti při chodu na maximální výkon. Vnitřní termodynamická účinnost v tomto bodě dosahuje přibližně 30 %. Pokud tuto hodnotu srovnáme s vnitřní termodynamickou účinností větších turbín (viz tab. 3.1), docházíme k závěru, že vnitřní termodynamická účinnost malé radiální jednostupňové turbíny není příliš dobrá a hodí se pro použití pouze v případě, že by pracovala neustále na maximální výkon. Tento předpoklad však naráží na požadavek hospodárného využití energie obsažené v palivu, neboť výkon kotle 1 MW odpovídá

v závislosti na parametrech vystupující páry právě 1,5 tuny páry za hodinu. V praxi to znamená, že turbína pracuje na plný výkon právě tehdy, pokud na plný výkon pracuje také parní kotel.

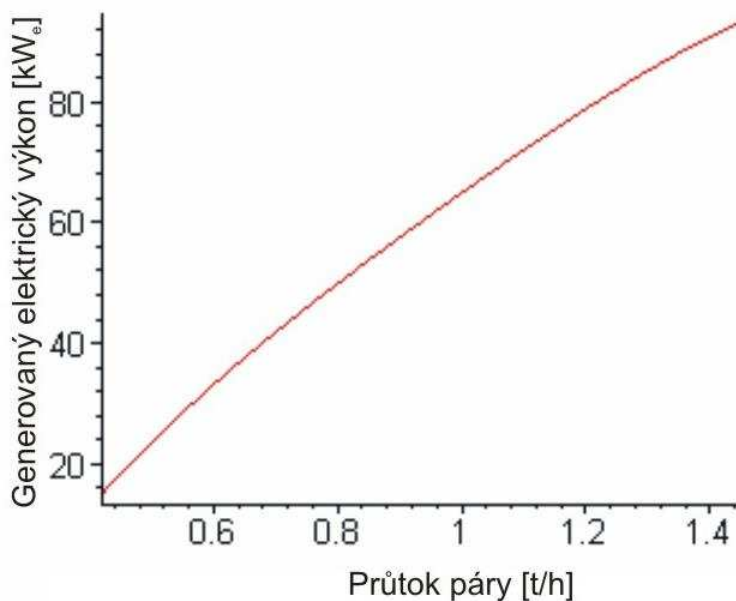
5.2.2 Parní motor 2/2 H7 TS

Pára produkovaná parním kotlem bude zpracovávána parním motorem (obr. 5.5) v dvouválcovém provedení s označením 2/2 H7 TS od německého výrobce Spilling.



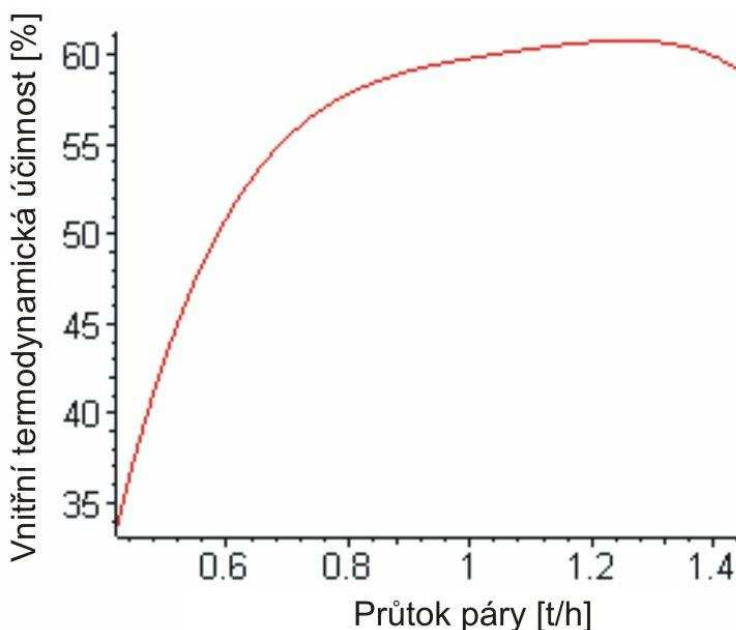
Obr. 5.5 *Pístový parní motor Spilling jako součást kogenerační technologie*

Výrobce Spilling disponuje pravděpodobně předem naměřenými charakteristikami generovaného elektrického výkonu svých parních motorů v závislosti na aktuálním průtoku páry svých parních motorů, neboť ve své nabídce zaslal tuto charakteristiku pro mírně odlišné hodnoty. Obdržené hodnoty byly tedy přepočítány na námi požadované parametry za předpokladu, že průběh vnitřní termodynamické účinnosti parního motoru bude pro původní i přepočítané hodnoty stále stejný. Přepočítaná křivka generovaného výkonu v závislosti na průtoku páry je vyobrazena na obr. 5.6.



Obr. 5.6 Křivka generovaného výkonu v závislosti na hmotnostním průtoku páry parního motoru 2/2 H7 TS

Z křivky generovaného elektrického výkonu v závislosti na hmotnostním průtoku je patrné, že parní motor zvládne pracovat v rozsahu 0,42 až 1,45 tuny páry za hodinu. Pokud si pro tento interval necháme spočítat vnitřní termodynamickou účinnost parního motoru, dostaneme závislost znázorněnou na obr. 5.7.



Obr. 5.7 Průběh vnitřní termodynamické účinnosti parního motoru 2/2 H7 TS

Z průběhu vnitřní termodynamické účinnosti (obr. 5.7) je patrné, že parní motor má dvojnásobně vyšší účinnost než parní turbína hodnocená v kap. 5.2.1. Velmi výhodný je také její průběh, neboť účinnost rychle roste již během nízkých průtoků páry a téměř maximální vnitřní termodynamická účinnost je k dispozici v širokém rozmezí průtoků páry (v rozmezí 0,8 až 1,4 t/h je to 58 až 61 % a v rozmezí 0,9 až 1,4 t/h dokonce 59 až 61 %). Z uvedeného vyplývá, že daný parní motor je, co do velikosti a průběhu vlastní vnitřní termodynamické

účinnosti, velmi vhodný pro dané použití.

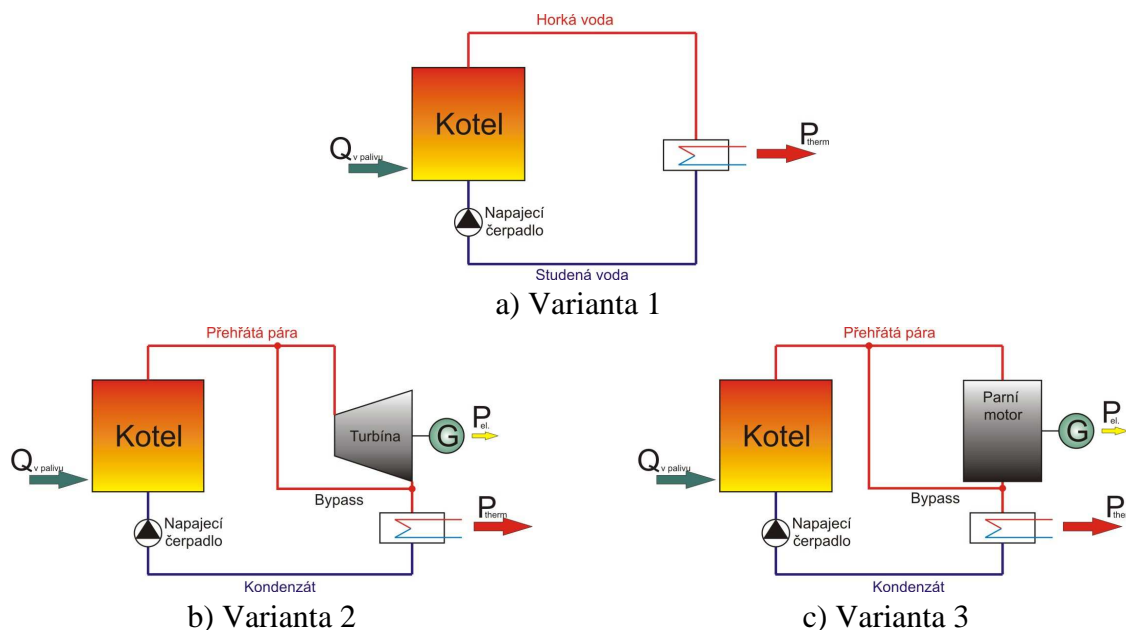
5.3 Popis úlohy

Cílem případové studie je posoudit tři následující varianty (obr. 5.8):

- 1) Varianta 1 - Teplárenská technologie vybavená teplovodním kotlem o jmenovitém výkonu 1 MW (kap. 5.1).
- 2) Varianta 2 - Kogenerační technologie parního kotle o jmenovitém výkonu 1MW (kap. 5.1) v kombinaci s jednostupňovou radiální turbínou TR Hi 150 od fy. G-team (kap 5.2.1).
- 3) Varianta 3 - Kogenerační technologie parního kotle o jmenovitém výkonu 1 MW (kap. 5.1) v kombinaci s parním motorem 2/2 H7 TS od fy. Spilling (kap 5.2.2).

Výpočet ekonomické bilance pro uvedené varianty byl proveden pro délku otopného období 235 dní při střední denní venkovní teplotě pro začátek a konec otopného období 13°C a venkovní výpočtovou teplotu -12°C . Tyto hodnoty by dle tabulky uvedené v příloze 2 odpovídaly geografickému umístění technologie např. v Mladé Boleslavi.

Výpočtem byly také zpracovány situace, kdy je jednotka také používána pro ohřev TUV. V tomto případě bylo předpokládáno, že TUV je potřeba po celý rok, tj. 365 dní.



Obr. 5.8 Technologická schémata hodnocených variant

Další vstupní údaje:

Maximální výkon kotle	1 MW
Životnost technologie se předpokládá	25 let
Cena biomasy	1500 Kč/t
Cena tepla	650 Kč/GJ

Parametry vyráběné páry v případě kogenerace:

Teplota:	260°C
Tlak:	16 bar (abs.)

Aspekty ekonomického vyhodnocení

Vzhledem k množství nákladných komponent přidaných k teplovodní variantě technologie z důvodu většího teplotního a tlakového namáhání součástí technologie je patrné, že celý soubor těchto komponent investici do kogenerační technologie velmi prodraží. Přidané komponenty se prodraží i v budoucnu během provozu technologie, neboť je potřeba je udržovat v bezproblémovém stavu, což stojí nemalé prostředky.

Aby se vynaložené prostředky vrátily a investice tak byla efektivní, je nutné provést ekonomickou analýzu, která prokáže perspektivnost investice.

V případě investice do technologie je třeba počítat na výdajové straně s:

- 1) náklady na počáteční investici do žádané technologie,
- 2) náklady na údržbu zařízení,
- 3) ročním ušlým ziskem, který by bylo možné realizovat v případě investice do konkurenčního produktu.

Na straně příjmové pak:

- 1) příjmy resp. úspory z vyrobeného tepla,
- 2) příjmy nebo úspory z vyrobené elektrické energie,

Náklady na počáteční investici do kompletní technologie

Počáteční investiční náklady se v závislosti na konfiguraci technologie a místních podmínkách prostředí, kde se předpokládá instalace technologie, mění.

Obecně lze však říci, že náklady na pořízení technologie bez výroby elektrické energie se pohybují řádově kolem 10 000 000 Kč.

Kogenerační technologie pak stojí zhruba dvojnásobek toho, co technologie bez kogenerace.

Náklady na provoz a údržbu zařízení

Náklady na provoz a údržbu byly určeny jako součet nákladů na provoz a servis jednotlivých zařízení za rok, vlastní spotřeba elektrické energie tepelných strojů byla odhadnuta na 3 až 5 % vygenerovaného množství elektrické energie.

Roční ušlý zisk, realizovatelný v případě investice do konkurenčního produktu

Tento ušlý zisk se odlišuje dle možností každého investora. V modelovém příkladě bylo uvažováno, že jedinou alternativní investicí by pro investora bylo nechat peníze ležet na svém běžném účtu se zhodnocením 0,75 % za rok – diskontní sazba dle údajů ČNB.

Příjmy resp. úspory z vyrobeného tepla

Provozovatel technologie může teplo vyrobené technologií buďto prodávat koncovému odběrateli za smluvní cenu za dodaný GJ tepla a nebo může teplem pokrývat vlastní spotřebu. V takovém případě vlastně šetří náklady, jež by musel vynaložit na nákup tepla od

externího poskytovatele. V modelovém případě byla uvažována druhá varianta – provozovatel nemá žádného odběratele tepla a tak vyrobeným teplem pokrývá vlastní spotřebu tepla.

Příjmy resp. úspory z vyrobené elektrické energie

V zájmu ochrany klimatu a ochrany životního prostředí a také snahy podpořit využití obnovitelných zdrojů vznikl na v roce 2005 zákon č. 180/2005 Sb., „Zákon o podpoře výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie“. Ze znění zákona vyplývají způsoby a možnosti podpory výroby elektrické energie z obnovitelných zdrojů energie. Uvedený zákon implementuje směrnici EU č. 2001/77/ES, o podpoře výroby elektřiny z obnovitelných zdrojů energie na vnitřním trhu s elektřinou.

V praxi to znamená, že pokud by se provozovatel kogenerační technologie spalující biomasu rozhodl pro přímý prodej elektrické energie nebo pro pokrytí vlastní spotřeby elektrické energie, pak mu stát na každou vyprodukovanou kWh_e přispěje ve formě tzv. „zelených bonusů“.

Provozovatel ale také může veškerou vyrobenou elektrickou energii odprodat distributorovi elektrické energie za státem garantovanou výkupní cenu. Konkrétní volba způsobu vykázání výroby elektrické energie z OZE pak zůstává pouze na provozovateli technologie.

V modelovém případě bylo uvažováno s odprodejem elektřiny státu za státem garantovanou výkupní cenu. Garantované výkupní ceny elektřiny a výše zelených bonusů jsou shrnuty v tab. 5.3.

Zařazení jednotlivých druhů biomasy dle jejich účelu je následující :

- kategorie O1 – O3 pro spalování čisté biomasy
- kategorie S1 – S3 pro společné spalování palivových směsí biomasy a fosilních paliv
- kategorie P1 – P3 pro paralelní spalování biomasy a fosilních paliv.

Nejvyšší podpora je přiznána elektřině vyrobené z cíleně pěstované biomasy a fytomasy (kategorie 1). O něco méně je dotována výroba z vedlejších produktů z lesního hospodářství a odpadních produktů z rostlinné výroby (kategorie 2) a z kvalitnější formy dřevní biomasy jako např. produkty z dřevozpracujícího průmyslu a biopaliva popř. ostatní formy biomasy (kategorie 3).

Vzhledem k tomu, že se u námi hodnocené technologie počítá se spalováním dřevní štěpky, je ve výpočtovém modelu počítáno s cenami pro kategorii O2.

Kategorie spalování a druh biomasy	Výkupní ceny elektřiny dodané do sítě v Kč/MWh	Zelené bonusy v Kč/MWh
Výroba elektřiny spalováním čisté biomasy kategorie O1	4490	2950
Výroba elektřiny spalováním čisté biomasy kategorie O2	3460	1920
Výroba elektřiny spalováním čisté biomasy kategorie O3	2570	1030
Výroba elektřiny společným spalováním palivových směsí biomasy kategorie S1 a fosilních paliv	-	1350
Výroba elektřiny společným spalováním palivových směsí biomasy kategorie S2 a fosilních paliv	-	690
Výroba elektřiny společným spalováním palivových směsí biomasy kategorie S3 a fosilních paliv	-	40
Výroba elektřiny paralelním spalováním biomasy kategorie P1 a fosilních paliv	-	1620
Výroba elektřiny paralelním spalováním biomasy kategorie P2 a fosilních paliv	-	960
Výroba elektřiny paralelním spalováním biomasy kategorie P3 a fosilních paliv	-	310

Tab. 5.3 Výkupní ceny elektrické energie z OZE [22]

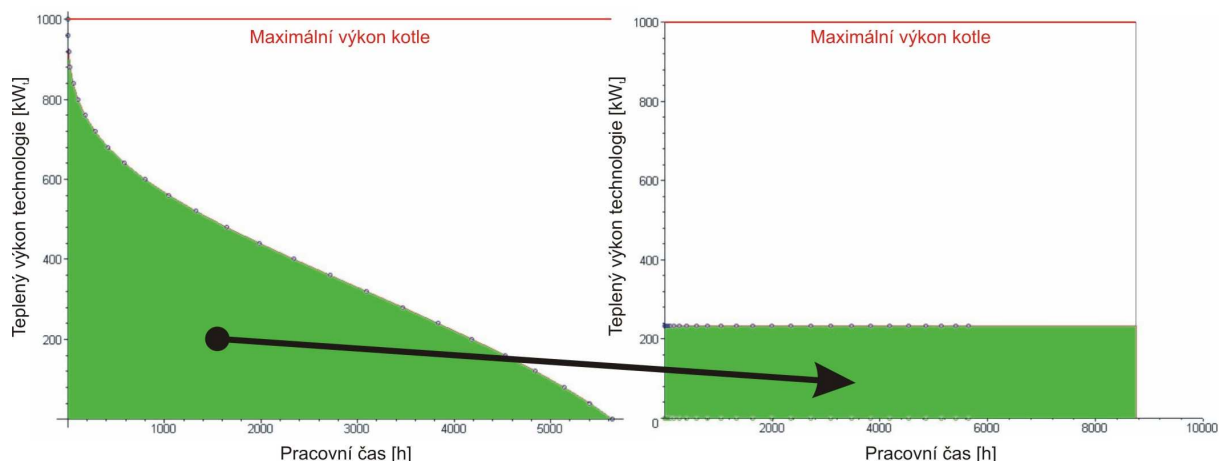
5.3.1 Varianta 1 - Teplárenská technologie vybavená teplovodním kotlem o jmenovitém výkonu 1 MW

Jedná se o technologii, jež nedisponuje tepelným strojem a tudíž není schopna vyrábět elektrickou energii.

Vzhledem k tomu, že není nutné vyrábět páru pro tepelný expanzní stroj, je technologie vybavena pouze teplovodním tepelným výměníkem a teplovodními rozvody vody. V praxi to znamená, že výměník i rozvody mohou být vyrobeny úspornějším způsobem, neboť nemusí odolávat takovému tlakovému a teplotnímu namáhání. Celá technologie, navíc ještě bez samotného tepelného stroje, je pak výrazně levnější, než její zvažované kogenerační varianty.

Provoz technologie je pak posuzován pouze z hlediska ročního vytížení technologie, jež má přímý vliv na dobu návratnosti investice a čistou současnou hodnotu na konci života technologie.

Jako reprezentativní srovnávací model byl zvolen model přepočtu množství vyrobeného tepla za rok. Princip této metody spočívá v přepočtu obsahu plochy pod křivkou trvání potřeby tepla a obsahu plochy vyjadřující množství tepla využitého pro TUV na obdélník o stejném obsahu, jako má součet obsahu plochy pod křivkou trvání potřeby tepla a obsahu plochy vyjadřující množství tepla využitého pro TUV, o straně rovné počtu hodin v roce (8760 hodin) v souřadné soustavě „hodiny chodu kotle za rok – nominální výkon kotle“. Plocha obdélníku je pak porovnána s teoreticky dosažitelným výkonem technologie za rok. Princip je znázorněn na obr. 5.9.



Obr. 5.9 Způsob přepočtu vytížení technologie

Matematicky je vytížení možné zapsat rovnicí (5.1).

$$L = \frac{\int_0^{h_{otop}} f \cdot dh + P_{TUV} \cdot h_{TUV}}{P_{Boil_{max}} \cdot 8760}, [-] \quad (5.1)$$

kde P_{TUV} je výkon nezbytný pro ohřev TUV,

h_{TUV} je počet hodin trvání potřeby ohřevu TUV

$P_{Boil_{max}}$ je maximální výkon kotle.

Roční vytížení technologie záleží pouze na využití technologie provozovatelem. Zhodnocení bylo provedeno pro rozsah provozního zatížení v rozmezí 10 až 100 % dosažitelného ročního výkonu technologie.

5.3.2 Varianta 2 - Kogenerační technologie parního kotle o jmenovitém výkonu 1 MW v kombinaci s jednostupňovou radiální turbínou TR Hi 150

Jedná se o první variantu kogenerační jednotky. Teplovodní výměník biomasového kotle je nahrazen vyvíječem páry, ze kterého pára vystupuje ve stavu přehřáté páry. Technologie musí být vybavena potrubím, jež snese tepelné a tlakové namáhání párou a je dostatečně zaizolováno, aby se zabránilo tepelným ztrátám. Dále je potřeba do technologie doplnit kondenzátor, jež bude schopen zmařit v případě poruchy veškeré vyrobené teplo. Bude také třeba dvojice napájecích čerpadel, jež budou zajišťovat přísun kondenzátu do kotle a budou ho tlakovat na výstupní tlak z kotle.

Technologie musí být také doplněna o hospodářství kondenzátu, jež má za úkol doplňovat, chemicky upravovat kondenzát a udržovat jeho konstantní objem v parním okruhu.

Klíčovou složkou však bude jednostupňová radiální turbína TR Hi 150. Toto řešení se vyznačuje příznivou cenou. Bohužel však dosahuje pouze poloviční účinnosti v porovnání s parním motorem. Vnitřní termodynamická účinnost této turbíny velmi rychle klesá s klesajícím hmotnostním průtokem páry, což je další nevhodná vlastnost této turbíny.

5.3.3 Varianta 3 - Kogenerační technologie parního kotle o jmenovitém výkonu 1 MW v kombinaci s parním motorem 2/2 H7 TS od fy. Spilling

Kogenerační technologie s parním motorem obsahuje shodné prvky jako kogenerační technologie s parní turbínou. Liší se pouze v typu použitého expanzního stroje. Zde je použit parní motor a nikoliv parní turbína.

Investiční náklady na pořízení kogenerační technologie s parním motorem jsou ze všech tří posuzovaných variant nejvyšší. Cena samotného parního motoru je asi o 1 500 000 až 2 000 000 Kč vyšší, než pořizovací cena parní turbíny.

Daný parní motor ale na oplátku nabídne dvojnásobnou vnitřní termodynamickou účinnost, než má parní turbína, a průběh vnitřní termodynamické účinnosti, jež je méně citlivý na změnu průtočného množství páry.

5.4 Výsledky ekonomického hodnocení

Jak již bylo popsáno výše, výpočet byl proveden pro dosažitelné výkony v rozmezí 10 až 100 % nominálního výkonu kotle.

Při výpočtu byly zohledňovány tyto faktory:

- roční vytížení technologie
- varianta technologie
- množství tepla spotřebovaného na ohřev TUV
- vliv maření části výkonu, pokud je k dispozici volný výkon kotle

Pro všechny kombinace výše zmíněných faktorů byla na základě okrajových podmínek výpočtu uvedených v předchozích kapitolách spočtena doba návratnosti technologie a čistá současná hodnota technologie na konci technologického života. Výsledkem bylo 846 hodnot pro 423 různých stavů a konfigurací technologie.

Z vypočtených výsledků (vybrané výsledky jsou uvedeny v tab. 5.4 až tab. 5.8.) vyplývá několik důležitých poznatků:

- 1) Doba návratnosti u všech tří variant je nezávisle na daném provozním režimu obdobná. To ukazuje na vhodně nastavenou cenovou politiku prodejců jednotlivých zařízení.
- 2) Maření tepla za účelem umělého navýšení hmotnostního průtoku páry technologií nemá smysl. S množstvím mařeného tepla roste doba návratnosti investice a zároveň klesá čistá současná hodnota technologie na konci její životnosti v obou případech kogenerace.
- 3) Množství tepla spotřebovaného na ohřev TUV má pozitivní vliv na dobu návratnosti investice i čistou současnou hodnotu na konci technického života technologie. Vyplývá to z toho, že potřeba TUV trvá po celý rok, což v praxi znamená, že ohřev TUV významně zvyšuje roční využití technologie. Vyšší roční vytížení technologie má následně pozitivní vliv na návratnost i čistou současnou hodnotu na konci technického života technologie.

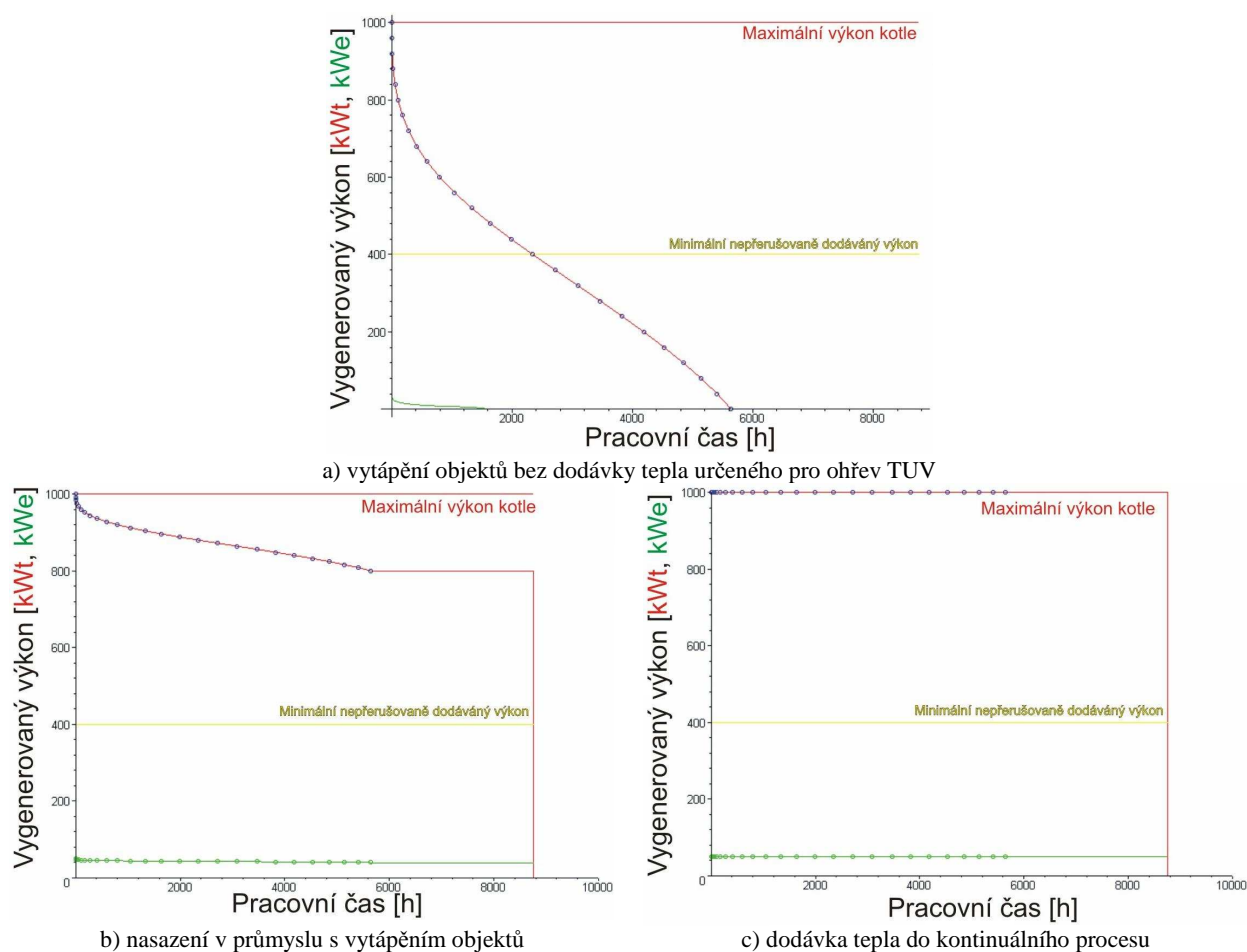
Pokud bychom měli zhodnotit z vypočtených výsledků, kterou variantu konfigurace zařízení je vhodné použít za jakých podmínek, závěr by byl následující:

Varianta 1 – samostatnou výrobu tepla bez výroby elektrické energie lze doporučit jen v případě minimálního využití kotle sloužícího téměř výhradně pro vytápění obytných prostor, tj. kolem 10 až 20 % ročního vytížení technologie. Při vyšším ročním zatížení technologie je vhodné technologii rozšířit o kogenerační zařízení. Při nižším plánovaném využití technologie než 10 % ročního vytížení technologie je s ohledem na plánovanou životnost a vypočtenou dobu návratnosti lepším řešením od investice upustit.

Varianta 2 – Kogenerační technologie parního kotle o jmenovitém výkonu 1 MW v kombinaci s jednostupňovou radiální turbínou TR Hi 150 je možno doporučit do porovozů, jejichž provozovatel žádá po technologii co nejkratší dobu návratnosti. Z dlouhodobého pohledu se jeví lepším řešením kogenerace s parním motorem.

Varianta 3 – Kogenerační technologie parního kotle o jmenovitém výkonu 1 MW v kombinaci s parním motorem 2/2 H7 TS se jeví jako nejvhodnější řešení pro danou aplikaci. Za jednostupňovou parní turbínou zaostává pouze v jediném – době návratnosti. Mírně delší doba návratnosti je způsobena vyšší cenou zařízení. Pokud jde o dlouhodobou investici z pohledu čisté současné hodnoty, technologie nemá, zvláště při vyšších zatíženích konkurenci.

Zde diskutované výsledky je možno porovnat s vypočtenými hodnotami uvedenými v tab. 5.4 až tab. 5.8. Hodnota v horní polovině buňky pro daný pracovní stav je doba návratnosti investice v letech a hodnota ve spodní polovině buňky je čistá současná hodnota technologie na konci jejího projektovaného života. Výsledky zbývajících pracovních stavů a konfigurací je možno nalézt na příloženém CD v souboru s názvem „Bilance.xls“



Obr. 5.10 Vizualizace rozložení spotřeby tepla pro výsledky uvedené v tab. 5.4, tab. 5.7 a tab. 5.8

0 kW výkonu kotle použito pro ohřev TUV									
Vytížení kotle - procenta max. výkonu pouze pro vytápění a ohřev TUV)	Bez kogenerace	Točivá redukce				Parní motor			
	0 % mařeno	0 % mařeno	5 % mařeno	10 % mařeno	20 % mařeno	0 % mařeno	5 % mařeno	10 % mařeno	20 % mařeno
60 %	2.09 let 234 196 052 Kč	1.64 let 255 306 222 Kč	1.64 let 255 164 141 Kč	1.64 let 255 026 514 Kč	1.64 let 254 774 064 Kč	1.76 let 274 497 509 Kč	1.76 let 274 461 397 Kč	1.76 let 274 425 313 Kč	1.76 let 274 406 101 Kč
47 %	2.72 let 184 621 046 Kč	2.13 let 199 754 632 Kč	2.14 let 199 200 335 Kč	2.15 let 198 665 592 Kč	2.16 let 197 687 352 Kč	2.28 let 216 415 973 Kč	2.28 let 216 302 187 Kč	2.28 let 216 188 312 Kč	2.28 let 216 135 259 Kč
41 %	3.25 let 157 725 802 Kč	2.56 let 169 609 706 Kč	2.57 let 168 831 185 Kč	2.58 let 168 081 496 Kč	2.61 let 166 713 974 Kč	2.72 let 184 769 751 Kč	2.72 let 184 626 611 Kč	2.72 let 184 480 838 Kč	2.72 let 184 435 108 Kč
30 %	4.62 let 116 804 524 Kč	3.66 let 123 755 217 Kč	3.69 let 122 608 307 Kč	3.73 let 121 508 299 Kč	3.81 let 119 521 565 Kč	3.86 let 135 945 239 Kč	3.86 let 135 776 885 Kč	3.87 let 135 607 059 Kč	3.87 let 135 650 842 Kč
20 %	7.74 let 77 613 631 Kč	6.19 let 80 104 563 Kč	6.35 let 78 469 338 Kč	6.52 let 76 915 331 Kč	6.83 let 74 172 550 Kč	6.59 let 87 691 920 Kč	6.61 let 87 485 024 Kč	6.63 let 87 307 608 Kč	6.60 let 87 633 381 Kč
10 %	24.65 let 37 904 333 Kč	18.76 let 37 921 589 Kč	21.43 let 35 328 787 Kč	24.87 let 32 819 127 Kč	34.63 let 28 401 600 Kč	23.70 let 38 636 222 Kč	25.60 let 37 235 014 Kč	26.89 let 36 393 907 Kč	25.74 let 37 138 953 Kč

Tab. 5.4 Soubor výsledků studovaných variant řešení a provozních stavů pro stav, kdy není technologie využívána pro ohřev TUV

200 kW výkonu kotle použito pro ohřev TUV									
Vytížení kotle - procenta max. výkonu pouze pro vytápění a ohřev TUV)	Bez kogenerace	Točivá redukce				Parní motor			
	0 % mařeno	0 % mařeno	5 % mařeno	10 % mařeno	20 % mařeno	0 % mařeno	5 % mařeno	10 % mařeno	20 % mařeno
69 %	1.80 let 268 541 292 Kč	1.43 let 290 427 687 Kč	1.43 let 288 958 684 Kč	1.44 let 287 496 365 Kč	1.46 let 284 589 292 Kč	1.54 let 310 164 171 Kč	1.55 let 308 773 636 Kč	1.56 let 307 383 037 Kč	1.57 let 304 556 509 Kč
60 %	2.10 let 233 511 046 Kč	1.67 let 251 120 786 Kč	1.68 let 249 431 313 Kč	1.69 let 247 766 517 Kč	1.71 let 244 504 385 Kč	1.79 let 269 776 366 Kč	1.80 let 268 426 585 Kč	1.81 let 267 066 823 Kč	1.83 let 264 170 166 Kč
50 %	2.57 let 194 367 149 Kč	2.05 let 207 086 312 Kč	2.07 let 205 151 177 Kč	2.09 let 203 262 175 Kč	2.14 let 199 601 657 Kč	2.19 let 224 391 691 Kč	2.20 let 223 103 698 Kč	2.22 let 221 784 794 Kč	2.25 let 218 831 784 Kč
41 %	3.24 let 158 061 478 Kč	2.62 let 165 889 148 Kč	2.66 let 163 710 453 Kč	2.70 let 161 605 057 Kč	2.77 let 157 576 107 Kč	2.78 let 181 101 840 Kč	2.80 let 179 942 001 Kč	2.82 let 178 724 491 Kč	2.87 let 175 804 199 Kč
31 %	4.50 let 119 281 567 Kč	3.72 let 121 809 552 Kč	3.82 let 119 234 732 Kč	3.91 let 116 821 182 Kč	4.09 let 112 362 713 Kč	3.97 let 132 656 123 Kč	3.99 let 131 932 992 Kč	4.03 let 131 050 317 Kč	4.13 let 128 291 433 Kč
20 %	7.74 let 77 637 504 Kč	6.44 let 77 637 515 Kč	6.89 let 73 718 633 Kč	7.40 let 69 800 269 Kč	8.23 let 64 472 777 Kč	7.74 let 77 637 942 Kč	8.30 let 73 719 777 Kč	7.68 let 78 074 003 Kč	7.93 let 76 272 681 Kč

Tab. 5.5 Soubor výsledků studovaných variant řešení a provozních stavů pro stav, kdy je technologie využívána pro ohřev TUV (200 kW_t)

500 kW výkonu kotle použito pro ohřev TUV									
Vytížení kotle - procenta max. výkonu pouze pro vytápění a ohřev TUV)	Bez kogenerace	Točivá redukce				Parní motor			
	0 % mařeno	0 % mařeno	5 % mařeno	10 % mařeno	20 % mařeno	0 % mařeno	5 % mařeno	10 % mařeno	20 % mařeno
82 %	1.25 let 319 368 067 Kč	1.18 let 346 193 699 Kč	1.19 let 345 846 192 Kč	1.18 let 346 379 984 Kč	1.19 let 345 672 351 Kč	1.25 let 378 071 823 Kč	1.25 let 377 948 184 Kč	1.25 let 377 822 789 Kč	1.25 let 377 563 648 Kč
79 %	1.55 let 309 131 521 Kč	1.23 let 334 874 789 Kč	1.23 let 334 493 318 Kč	1.23 let 334 989 490 Kč	1.23 let 334 195 837 Kč	1.29 let 367 075 662 Kč	1.29v 366 925 430 Kč	1.29 let 366 771 784 Kč	1.29 let 366 448 884 Kč
70%	1.78 let 271 343 779.20	1.41 let 293 240 682.40	1.41 let 292 683 156.10	1.41 let 292 984 495.10	1.42 let 291 758 340.80	1.46 let 326 719 164.30	1.46 let 326 428 261.20	1.46 let 326 123 234.10	1.47 let 325 456 048.30
60%	2.11 let 232 293 087 Kč	1.68 let 249 645 324 Kč	1.68 let 248 931 301 Kč	1.68 let 249 037 391 Kč	1.69 let 247 346 773 Kč	1.70 let 283 456 048 Kč	1.70 let 283 141 120 Kč	1.70 let 282 812 094 Kč	1.71 let 282 086 658 Kč
50 %	2.57 let 194 093 752. Kč	2.08 let 204 647 980 Kč	2.09 let 203 692 530 Kč	2.07 let 205 215 897 Kč	2.09 let 203 273 234 Kč	2.06 let 237 769 297 Kč	2.06 let 237 445 372 Kč	2.06 let 237 116 303 Kč	2.07 let 236 433 805 Kč

Tab. 5.6 Soubor výsledků studovaných variant řešení a provozních stavů pro stav, kdy je technologie využívána pro ohřev TUV (500 kW_t)

800 kWh výkonu kotle použito pro ohřev TUV									
Vytížení kotle - procenta max. výkonu pouze pro vytápění a ohřev TUV)	Bez kogenerace	Točivá redukce				Parní motor			
	0 % mařeno	0 % mařeno	5 % mařeno	10 % mařeno	20 % mařeno	0 % mařeno	5 % mařeno	10 % mařeno	20 % mařeno
93 %	1.31 let 360 878 053 Kč	1.03 let 393 895 537 Kč	1.03 let 393 718 793 Kč	1.04 let 393 543 394 Kč	1.04 let 393 199 671 Kč	1.10 let 426 673 091 Kč	1.10 let 426 600 253 Kč	1.10 let 426 521 973 Kč	1.10 let 426 345 370 Kč
90 %	1.36 let 350 245 791 Kč	1.07 let 382 288 676 Kč	1.07 let 382 065 611 Kč	1.07 let 381 843 421 Kč	1.07 let 381 404 480 Kč	1.13 let 415 843 324 Kč	1.13 let 415 689 516 Kč	1.13 let 415 520 145 Kč	1.13 let 415 126 569 Kč
80 %	1.54 let 310 550 032 Kč	1.21 let 338 462 656 Kč	1.21 let 337 973 971 Kč	1.22 let 337 489 568 Kč	1.22 let 336 542 717 Kč	1.26 let 374 113 242 Kč	1.27 let 373 918 699 Kč	1.27 let 373 709 201 Kč	1.27 let 373 234 890 Kč

Tab. 5.7 Soubor výsledků studovaných variant řešení a provozních stavů pro stav, kdy je technologie využívána pro ohřev TUV (800 kW_t)

1000 kW výkonu kotle použito pro ohřev TUV									
Vytížení kotle - procenta max. výkonu pouze pro vytápění a ohřev TUV)	Bez kogenerace	Točivá redukce				Parní motor			
	0 % mařeno	0 % mařeno	5 % mařeno	10 % mařeno	20 % mařeno	0 % mařeno	5 % mařeno	10 % mařeno	20 % mařeno
100 %	1.22 let 388 187 503 Kč	0.96 let 424 007 821 Kč	0.96 let 424 007 821 Kč	0.96 let 424 007 821 Kč	0.96 let 424 007 821 Kč	1.03 let 455 188 915 Kč	1.03 let 455 188 915 Kč	1.03 let 455 188 915 Kč	1.03 let 455 188 915 Kč

Tab. 5.8 Soubor výsledků studovaných variant řešení a provozních stavů pro stav, kdy je technologie využívána pro ohřev TUV (1000 kW_t)

6. Závěr

Diplomová práce se zabývá ekonomickým hodnocením kogeneračních systémů a srovnáním kogeneračního systému se systémem se samostatnou výrobou tepla. V úvodní části je vysvětlen význam kogenerace a způsoby jejího hodnocení. Následně jsou prezentována dostupná a provozně odzkoušená kogenerační zařízení použitelná v jednotkách středních a větších výkonů, neboť řešené technologie spadají právě do této kategorie.

Součástí práce bylo vypracování výpočtového programu vytvořeného v matematickém softwaru MAPLE. Výpočtový program je založený na bilančních modelech klíčových uzlů kogenerace využívající parní oběh.

V druhé části práce zabývající se případovou studií byly popsány dvě různé kogenerační technologie, které bylo třeba srovnat s technologií bez výroby elektrické energie a zjistit, za jakých podmínek bude nejvhodnější použít určitý typ technologie. Pro toto zhodnocení posloužily výsledky výše zmíněného výpočtového programu.

Výsledky z výpočtového programu posuzovaných technologií potvrdily, že se v případě nasazení kogenerace jedná opravdu o efektivní způsob využívání energie obsažené v palivu a že se z dlouhodobého hlediska vyplatí investovat více prostředků do technologie s vysokou účinností.

Výsledky práce ukazují, že kogenerace je správným směrem, kterým by se měly ubírat moderní trendy v oblasti výroby tepla a elektrické energie z biomasy.

7. Seznam použité literatury

- [1] Biomasa - definice a členění; TZB-info, dostupné online na <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=5641>
- [2] Zákon č. 180/2005 Sb., o podpoře využívání obnovitelných zdrojů
- [3] ČEZ, a.s.: *Zvažovaná dostavba JE Temelín Příroda – bezpečnost - prosperita*. Informační brožura skupiny ČEZ
- [4] Denník E15 ze dne 29.4. 2009 str. 11– Článek Česká energetika patří k těm „špinavějším“, zdroj ČTK
- [5] Combined Heating, Cooling. Power, Handbook: Technologies and Applications, Neil Petchers, ISBN 0-88173-349-0
- [6] European Parliament and the Council. Directive 2004/8/EC on the promotion of cogeneration based on a useful heat demand in the internal energy market. Official Journal of the European Union 2004; L390: 38-57
- [7] RAEN, spol s.r.o., CityPlan, spol s.r.o.: Příručka pro regionální využití kogeneračních zdrojů, Česká energetická agentura
- [8] Energy technology Austria:Cogeneration (CHP) Technology portrait, Institute for Thermal Turbomachinery and Machine dynamics
- [9] Teplárenské sdružení Česká republika: *Korozní chování vybraných materiálů v prostředí kotlů spalujících biomasu; časopis 3T – Teplo, technika, teplárenství. 5/2008,*
- [10] Doc. Ing. Stanislav Vejvoda, CSc., Stavba procesních zařízení, Hodnocení odolnosti materiálů proti jejich poškození v provozních podmínkách, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno
- [11] Prof. Ing. Petr Schneider, DrSc.: Základy konstruování procesních zařízení; PC-DIR, s.r.o., Brno.
- [12] Černý, Janeba, Teyschler – Parní kotle
- [13] Dr. Capart Richard: Les cycles de puissance et de refrigeration; Univesité de Technologie, Compiègne.
- [14] PAVLAS, M.: *Výpočtový systém pro analýzu využití energie u technologických linek*, Diplomová práce, VUT Brno, 2004. Vedoucí diplomové práce Prof. P. Stehlík.
- [15] Doc. Ing. Milan Pavelek, CSc. a kolektiv: Termomechanika; Akademické nakladatelství CERM, ISBN 80-214-2409-5
- [16] Ibler Z. (2002): Technický průvodce energetika, 1. díl. Ben, Praha

- [17] Maplesoft: MAPLE 10 User manual: Harnessing the Power of Mathematics, ISBN 1-894511-75-1
- [18] Jiří Hřebíček, Jan Pešl, Jaroslav Ráček: Úvod do Maplu 7, Fakulta informatiky Masarykovy university
- [19] Křivka trvání teplot diagram ročního průběhu potřeby tepla, prezentace Ústav techniky prostředí, ČVUT v Praze
- [20] ČSN 73 0540-1, Tepelná ochrana budov. Část 1: Termíny, definice a veličiny pro navrhování a ověřování
- [21] Pavlas M., Martinec J., Stehlík P., Spalování biomasy v kotlích středních výkonů-současný stav a budoucí perspektivy, Výzkumná zpráva VZ-MPO-2006/01,VUT Brno, březen 2006
- [22] Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 8/2008 ze dne 18. listopadu 2008 http://www.eru.cz/user_data/files/cenova%20rozhodnuti/CR%20elektro/OZ/CR_8-2008_OZE-KVET-DZ.pdf, poslední úprava

Seznam příloh

- Příloha 1: Zdrojový text výpočtového nástroje v programu MAPLE
- Příloha 2: Seznam vstupních proměnných výpočtu s popisem
- Příloha 3: Venkovní výpočtové teploty a otopná období dle lokalit

Příloha 1: Zdrojový text výpočtového nástroje v programu MAPLE

```

> restart;
Načtení potřebných knihoven:
> with(CurveFitting):
with(plots):
with(stats[statplots]):
Warning, the name changecoords has been redefined

Načtení potřebných souborů:
> read `./SteamMH.mpl` ;
read `DiskvadrX.mpl` ;
Vstupní data pro výpočet účinnosti expanzního stroje:
Teplota na vstupu do motoru:
> T[eng_in], dim:= 260, °C:
Absolutní tlak na vstupu do motoru:
> p[eng_in], dim:=16, bar:
Absolutní tlak na výstupu z motoru:
> p[eng_out], dim:=2, bar:
Hodnoty průtoku páry motorem [t/h]:
> m:=[0.521, 0.556, 0.6, 0.6565, 0.6969, 0.745 ,0.8, 0.852, 0.904, 0.957, 1.004, 1.045, 1.108, 1.147, 1.2, 1.252,
1.304, 1.33, 1.404, 1.444, 1.513]:
Hodnoty generovaných výkonů korespondujících s výše uvedenými průtoky páry [kWel.]:
> P:=[4.889, 7.111, 8.889, 1.556, 13.333, 15.778, 18.333, 20.444, 22.778, 24.889, 27.333, 29.333, 32.111,
33.778, 36.667, 38.222, 41.111, 42.667, 45.556, 47.111, 50]:
Účinnost alternátoru:
> etha_alt, dim:=98, procent:
Počet dělení intervalu při aproximaci funkce účinnosti:
> pdi:=100:
Vstupní data pro výpočet účinnosti expanzního stroje:
Počet dnů otopného období:
> Dny[otop], dim:=235, dni:
Počet dnů trvání potřeby TUV:
> Dny[TUV], dim:=365, dni:
Maximální výkon kotle:
> P_boil_max, dim:=1000,kW:
Minimální nepřetržitě dodávaný výkon kotlem [procenta]:
> P_boil_pct_min,dim:=40, procent:
Maximální potřebný výkon pro vytopení objektu při nejnižší venkovní návrhové teplotě:
> Pmax,dim:=700, kW:
Nejnižší venkovní návrhová teplota:
> T[min], dim:=-12,°C:
Nejvyšší venkovní teplota při které se bude ještě objekt vytápět:
> T[limit], dim:=13,°C:
Výkon nezbytný pro ohřev TUV:
> PTUV,dim:=500, kW:
Minimální a maximální hodnoty průtoku páry expanzním strojem:
> min_prutok_pary,dim:=0.52, t/h:
max_prutok_pary,dim:=1.5, t/h:
Parametry páry na výstupu z expanzního stroje :
> x[enout]:=1:
Parametry páry na výstupu z kondenzátoru:

```

> **T[expout],dim:=110,°C:**

Mařeno:

> **overpls,dim:=5, procent:**

Ekonomické parametry:

Plánovaná životnost zařízení:

> **pLT, dim:=25, roků:**

Diskontní sazba:

> **r:=0.0075:**

Investiční náklady:

> **Inv,dim:=18888888, Kč:**

Cena nakupování biomasy:

> **C[biom], dim:=1500, Kč/t:**

Výhřevnost nakupované biomasy:

> **LHV[fuel],dim:=12000,kJ/kg:**

Cena vykupované elektřiny:

> **C[elE], dim:=3.46, Kč/kWh:**

Cena tepla v případě nákupu:

> **C[Q],dim:= 650,Kč/GJ:**

Výše nákladů na provoz zařízení:

Výše nákladů na provoz expanzního stroje (procenta z vyrobeného elektrického výkonu):

> **Main[exp], dim:=3, procenta:**

Účinnost kotle:

> **P_boil_p, dim:=[5,10,15,20,25,30,35,40,45,50,55,60,65,70,75,80,85,90,95,100], max_vykonu:**

etha_boil,dim:=[95.16,95.4,95.7,95.94,96.24,96.36,96.48,96.6,96.63,96.66,96.72,96.72,96.72,96.72,96.72,96.72,96.69,96.66], procent:

Vlastní výpočet:

Interpolace hodnot generovaných výkonů - rovnice výkonu expanzního zařízení v závislosti na průtoku páry:

> **P_f:=LeastSquares (m, P, x, curve=a*x^4+b*x^3+c*x^2+d*x+e):**

Pf:=unapply(P_f,x):

Vstupní a výstupní parametry páry při průchodu expanzním strojem:

Entalpie páry na vstupu do expanzního stroje:

> **h[eng_in],dim:=h_pt(p[eng_in],T[eng_in]), kJ/kg:**

Entropie páry na vstupu do motoru:

> **s[eng_izo],dim:=s_pt(p[eng_in],T[eng_in]), kJ/°C:**

Enalpie páry na výstupu z motoru v případě izotropické expanze v expanzním stroji:

> **h[eng_out_izo],dim:=h_ps(p[eng_out],s[eng_izo]), kJ/kg:**

Energie emitovaná 1kg páry v expanzním stroji v případě izoentropické expanze:

> **Delta_h[eng_izo], dim:=h[eng_in]-h[eng_out_izo], kJ/kg:**

Pomocné úpravy matice průtoku páry:

Pomocné seřazení prvků matice průtoků nutné pro určení minimální a maximální hodnoty průtoku:

> **sort(m):**

Vynulování počítadla užitého pro indexování během následujícího výpočtu:

> **pocitadlo:=0:**

Počet prvků matice průtoků páry:

> **pp:=nops(m):**

Velikosti kroku při novém dělení intervalu průtoků páry na menší intervaly - ekvidistatní dělení:

> **step:=(m[pp]-m[1])/pdi:**

Vygenerování nové (jemnější) matice průtoků, následné odečtení hodnot příslušných generovaných výkonů a výpočet hodnot vnitřní termodynamické účinnosti pro nově vygenerovanou matici průtoků páry.

Definice polí průtoku a účinnosti:

> **prutok:=Array(1..(pdi+1),[]):**


```

ucinnost:=Array(1..(pdi+1),[]):
> for i from m[1] to m[pp] by step do
  idealni_P[i], dim:=Delta_h[eng_izo]*i*1000/3600,kJ/s:
  realny_P[i], dim:=Pf(i)/(etha_alt/100), kJ/s:
  pocitadlo:=pocitadlo+1:
  if pocitadlo=1 then
    prutok[1]:=m[1]
  else prutok[pocitadlo]:=prutok[pocitadlo-1]+step
  end if;
  prutok[pocitadlo]:=prutok[pocitadlo];
  ucinnost[pocitadlo]:=realny_P[i]/idealni_P[i]*100;
end do:

```

Interpolace hodnot vnitřní termodynamické účinnosti - rovnice závislosti vnitřní termodynamické účinnosti expanzního stroje v závislosti na průtoku páry:

```

> etha_f:=LeastSquares (prutok,ucinnost, x, curve=a*x^3+b*x^2+c*x+d):
eha:=unapply(etha_f, x):

```

Křivka trvání potřeby tepla:

Přepočet dní otopného období a potřeby TUV na hodiny:

```

> hod[otop], dim:=Dny[otop]*24,h/rok:
hod[TUV], dim:=Dny[TUV]*24,h/rok:

```

Sestavení matice rozdílů teplot:

```

> for i from 1 to (T[limit]-T[min])+1 do
  if i=1 then delta_T[i]:=T[limit]-T[min]:
    else delta_T[i]:=delta_T[i-1]-1;
  end if;
end do:

```

Sestavení matice teplot - T[min] až T[limit]:

```

> for i from 1 to (T[limit]-T[min])+1 do
  if i=1 then T[i]:=T[min]
    else T[i]:=T[i-1]+1;
  end if;
end do:

```

Určení konstanty jež určuje množství tepla potřebného pro zvýšení teploty v objektu o 1°C:

```

> k1, dim:= Pmax/delta_T[1], kW/°C:

```

Výkon nutný pro vytápění objektu při i-té teplotě:

```

> for i from 1 to (T[limit]-T[min])+1 by 1 do
  P_therm[i]:=k1*delta_T[i];
end do:

```

Výpočet hodnot proměnné theta v experimentálně stanovené rovnici bezrozměrné křivky trvání teplot:

```

> for i to (T[limit]-T[min])+1 do
  theta_arr[i]:=(T[limit]-T[i])/(T[limit]-T[min])=(1-nu)^(0.985*(nu)^(-0.626));
  theta_plot[i]:=(T[limit]-T[i])/(T[limit]-T[min]);
end do:

```

Určení matice hodnot nu z předchozího vztahu pro theta:

```

> for i to (T[limit]-T[min])+1 do
  if theta_plot[i]=1
    then nu_arr[i]:=0
    else nu_arr[i]:=fsolve (theta_arr[i],nu):
  end if;
end do:

```

Roznásobení proměnných theta a nu maximálním nezbytných výkonem a počtem otopných hodin:

```

> h_working:= Array(1..trunc((T[limit]-T[min]))+1,[]):
P_needed:=Array(1..trunc((T[limit]-T[min]))+1,[]):

```

```
> for i to trunc((T[limit]-T[min]))+1 do h_working[i]:=nu_arr[i]*hod[otop] end do:
```

```
for i to trunc((T[limit]-T[min]))+1 do P_needed[i]:=theta_plot[i]*Pmax end do:
```

Použití funkce diskvadr - pravděpodobně - upravit !!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

```
>
```

```
> ktst_f:=z->fdiskvadr(0,(T[limit]-T[min])+1,h_working,P_needed, z):
```

```
evalf(ktst_f):
```

Kondenzátor

Výpočet entalpie na vstupu kondenzátoru:

Definice polí pro průtok a odpovídající entalpii na vstupu do kondenzátoru:

```
> prutok:=Array(0..300000,[]):
```

```
h_cond_delta:=Array(0..3000000,[]):
```

```
vykon:=Array(0..Pmax,[]):
```

Entalpie na výstupu z kondenzátoru:

```
> h_cond_out, dim:=h_pt(p[eng_out],T[expout]), kJ/kg:
```

Hodnoty rozdílu entalpií na vstupu do kondenzátoru a na jeho výstupu vzhledem k aktuálnímu průtoku páry:

```
> pocitadlo:=0:
```

```
if (ktst_f(0)+PTUV)+1 < P_boil_max
```

```
then hi_max:= P_boil_max+1;
```

```
else hi_max:= (ktst_f(0)+PTUV)+1;
```

```
end if;
```

```
for i from 1 to hi_max do
```

```
    pocitadlo:=pocitadlo+1:
```

```
if i < P_boil_max then
```

```
    if ( (i+PTUV+(P_boil_max-i-PTUV)*overpls/100) / (h[eng_in]-h_cond_out)*3600/1000) <
```

```
min_prutok_pary
```

```
then
```

```
    h_cond_delta[pocitadlo],dim:=h[eng_in]-h_cond_out, kJ/kg;
```

```
end if;
```

```
    if ((i+PTUV+(P_boil_max-i-PTUV)*overpls/100)/(h[eng_in]-h_cond_out)*3600/1000) >
```

```
max_prutok_pary
```

```
then
```

```
    h_cond_delta[pocitadlo],dim:= ( ((i+PTUV+(P_boil_max-i-PTUV)*overpls/100)/(h[eng_in]-
```

```
h_cond_out))-max_prutok_pary/(3600/1000) ) * h[eng_in] + (max_prutok_pary/(3600/1000) * h[eng_in] -
```

```
Pf(max_prutok_pary)/(max_prutok_pary/(3600/1000))) / ((i+PTUV+(P_boil_max-i-
```

```
PTUV)*overpls/100)/(h[eng_in]-h_cond_out))-h_cond_out, kJ/kg;
```

```
end if;
```

```
    if ((i+PTUV+(P_boil_max-i-PTUV)*overpls/100)/(h[eng_in]-h_cond_out)*3600/1000) <
```

```
max_prutok_pary and ((i+PTUV+(P_boil_max-i-PTUV)*overpls/100)/(h[eng_in]-
```

```
h_cond_out)*3600/1000) > min_prutok_pary
```

```
then
```

```
    h_cond_delta[pocitadlo],dim:= ( ((i+PTUV+(P_boil_max-i-PTUV)*overpls/100)/(h[eng_in]-
```

```
h_cond_out)) * h[eng_in] - Pf( ((i+PTUV+(P_boil_max-i-PTUV)*overpls/100)/(h[eng_in]-
```

```
h_cond_out)*3600/1000) ) / ((i+PTUV+(P_boil_max-i-PTUV)*overpls/100)/(h[eng_in]-h_cond_out))-
```

```
h_cond_out, kJ/kg;
```

```
end if;
```

```
else
```

```
    if ((i+PTUV)/(h[eng_in]-h_cond_out)*3600/1000) < min_prutok_pary
```

```
then
```

```
        h_cond_delta[pocitadlo],dim:=h[eng_in]-h_cond_out, kJ/kg;
```

```
end if;
```

```
    if ((i+PTUV)/(h[eng_in]-h_cond_out)*3600/1000) > max_prutok_pary
```

```
then
```

```

    h_cond_delta[pocitadlo],dim:= ( ((i+PTUV)/(h[eng_in]-h_cond_out))-
max_prutok_pary/(3600/1000) ) * h[eng_in] + (max_prutok_pary/(3600/1000) *h[eng_in] -
Pf(max_prutok_pary)/(max_prutok_pary/(3600/1000))) /((i+PTUV)/(h[eng_in]-h_cond_out))-
h_cond_out, kJ/kg;
    end if;
    if ((i+PTUV)/(h[eng_in]-h_cond_out)*3600/1000)< max_prutok_pary and ((i+PTUV)/(h[eng_in]-
h_cond_out)*3600/1000) > min_prutok_pary
    then
        h_cond_delta[pocitadlo],dim:=( ((i+PTUV)/(h[eng_in]-h_cond_out)) *h[eng_in] - Pf(
((i+PTUV)/(h[eng_in]-h_cond_out)*3600/1000) ))/((i+PTUV)/(h[eng_in]-h_cond_out))-h_cond_out,
kJ/kg;
    end if;
end if;
#h_cond_delta[pocitadlo]:=h_cond_delta[pocitadlo];
#vykon[pocitadlo],dim:=(i), kW;
h_cond_delta[0], dim:=h[eng_in], kJ/kg;
end do:

```

Energie předaná kondenzátorem:

Proložení vypočtených bodů křivkou:

Vygenerování křivky přeneseného tepelného výkonu:

Proložení vypočtených bodů křivkou - křivka průtoku páry v závislosti na potřebě tepla:

Průtok páry v jednotlivých bodech křivky trvání spotřeby tepla:

```

> for i from 0 to h_working[(T[limit]-T[min])+1] by 1 do
    if (ktst_f(i)+PTUV) < P_boil_max
    then
prutok_pary[i],dim:=(ktst_f(i)+PTUV+(P_boil_max-ktst_f(i)-
PTUV)*overpls/100)/h_cond_delta[round(ktst_f(i)+PTUV+(P_boil_max-ktst_f(i)-
PTUV)*overpls/100)]*3600/1000 , t/h;
#print (i,"",prutok_pary[i]);
    else
        prutok_pary[i],dim:=(ktst_f(i)+PTUV)/h_cond_delta[round(ktst_f(i)+PTUV+(P_boil_max-ktst_f(i)-
PTUV)*overpls/100)]*3600/1000, t/h;
#print (i,"",prutok_pary[i]);
    end if;
prutok_pary[i],dim:=prutok_pary[i], t/h;
end do:

```

Generovaný elektrický výkon:

```

> for i from 0 to h_working[(T[limit]-T[min])+1] do
    if (prutok_pary[i] > min_prutok_pary) and (prutok_pary[i] > (P_boil_max/(h[eng_in]-
h_cond_out))*(P_boil_pct_min/100))
    then
        if prutok_pary[i] < max_prutok_pary
        then gen_elvykon[i],dim:=Pf(prutok_pary[i]),kW;
        else gen_elvykon[i],dim:=Pf(max_prutok_pary),kW;
        end if;
    else gen_elvykon[i]:=0;
    end if;
end do:

```

Generovaný elektrický výkon - hrubší hodnoty pouze pro vykreslení grafu:

```

> for i from 0 to h_working[(T[limit]-T[min])+1] by trunc(h_working[(T[limit]-T[min])+1]/26) do

```

```

if prutok_pary[i] > min_prutok_pary and (prutok_pary[i] > (P_boil_max/(h[eng_in]-
h_cond_out))*(P_boil_pct_min/100))
then
  if prutok_pary[i] < max_prutok_pary
  then gen_elvykon_g[i],dim:=Pf(prutok_pary[i]),kW;
  else gen_elvykon_g[i],dim:=Pf(max_prutok_pary),kW;
  end if;
else gen_elvykon_g[i]:=0;
end if;
end do:

```

Množství Určeného pro vytápění, tzn. je plně využito, za celý rok - numerická integrace lichoběžníkovou metodou:

```

> Q[tepelne]:=0:
for i from 1 to h_working[(T[limit]-T[min])+1] by 1 do
  Q[tepelne]:=Q[tepelne]+ (i - (i-1)) * (ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 ;
end do:
Q[tepelne],dim:=Q[tepelne]+PTUV*(hod[TUV]-hod[otop]),kWh/rok:

```

Množství vygenerovaného tepla, za celý rok - numerická integrace lichoběžníkovou metodou:

```

> Q[tepelne_tot]:=0:
for i from 1 to h_working[(T[limit]-T[min])+1] by 1 do
  Pakt:=(i - (i-1)) * (ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 + PTUV;
  if Pakt < P_boil_max
  then
    Q[tepelne_tot]:=Q[tepelne_tot] + (i - (i-1)) * (ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 + PTUV + ( P_boil_max -
PTUV - ( ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 ) *overpls/100;
  else
    Q[tepelne_tot]:=Q[tepelne_tot] + (i - (i-1)) * (ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 + PTUV;
  end if;
end do:
if ((P_boil_max - PTUV)*overpls/100+PTUV) < P_boil_max and (PTUV > 0) and (hod[TUV]>0)
then
  Q[tepelne_tot],dim:=Q[tepelne_tot]+PTUV*(hod[TUV]-hod[otop])+ ((P_boil_max -
PTUV)*overpls/100)*(hod[TUV]-hod[otop]),kWh/rok:
else
  Q[tepelne_tot],dim:=Q[tepelne_tot]+PTUV*(hod[TUV]-hod[otop]),kWh/rok:
end if:

```

Množství tepla na ohřev TUV:

```

> Q[TUV], dim:=PTUV*hod[TUV], kWh/rok:

```

Množství vygenerované el. energie za celý rok - numerická integrace lichoběžníkovou metodou:

```

> Q[elE]:=0:
for i from 1 to h_working[(T[limit]-T[min])+1] by 1 do
  if gen_elvykon[i]<>0 then
    Q[elE]:=Q[elE]+ (i - (i-1)) * (gen_elvykon[i-1]+gen_elvykon[i])/2 );
  end if;
end do;
if PTUV > (P_boil_max)*P_boil_pct_min/100
then Q[elE],dim:=Q[elE]+gen_elvykon[hod[otop]]*(hod[TUV]-hod[otop]),kWh/rok:
else Q[elE],dim:=Q[elE],kWh/rok:
end if:

```

Příjem z prodeje vyrobené elektrické energie:

```

> Inc[elE],dim :=Q[elE]*C[elE], Kč/rok:

```

Úspora za vyrobené teplo:

> Inc[Q],dim:=Q[tepelne]*3600*C[Q]/(10^6), Kč/rok:

Náklady na palivo:

> P_boil, dim:= prutok_pary[0]*1000/3600*(h[eng_in]-h_cond_out), kW:

> P_boil_Pmax:=Array(1..(nops(P_boil_p)),[]):

etha_boili:=Array(1..(nops(P_boil_p)),[]):

> for i to nops(P_boil_p) do

 P_boil_Pmax[i], dim:=P_boil_p[i]/100*P_boil, kW;

 etha_boili[i]:=etha_boil[i];

end do;

Interpolace funkce účinnosti kotle:

> etha_boil_f:=LeastSquares (P_boil_Pmax, etha_boili, x, curve=a*x^4+b*x^3+c*x^2+d*x+e):

etha_boil:=unapply(etha_boil_f,x):

Množství energie v palivu, za celý rok - numerická integrace lichoběžníkovou metodou + navýšení dle aktuální účinnosti kotle:

> Q[v_palivu_biom]:=0:

for i from 1 to h_working[(T[limit]-T[min])+1] by 1 do

Pakt:=(i - (i-1)) * (ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 + PTUV;

if Pakt < P_boil_max

then

 Q[v_palivu_biom]:=Q[v_palivu_biom] +

((i - (i-1))*(ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 + PTUV + (P_boil_max - PTUV - ((i - (i-1))* (ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2))*overpls/100)/(etha_boil(ktst_f(i))/100);

else

 Q[v_palivu_biom]:=Q[v_palivu_biom] +((i - (i-1)) * (P_boil_max))/(etha_boil(ktst_f(i))/100);

end if;

end do;

if ((P_boil_max - PTUV)*overpls /100 +PTUV) < P_boil_max and (PTUV > 0) and (hod[TUV]>0)

then

 Q[v_palivu_biom],dim:=Q[v_palivu_biom]+ (PTUV*(hod[TUV]-hod[otop]) + ((P_boil_max - PTUV) *overpls/100) * (hod[TUV]-hod[otop])) / (etha_boil ((PTUV+((P_boil_max - PTUV) *overpls/100)) *overpls/100 + PTUV) /100),kWh/rok;

else

 if PTUV>P_boil_max

 then etha_b:=etha_boil(P_boil_max);

 else etha_b:=etha_boil(PTUV);

 end if;

 Q[v_palivu_biom],dim:=Q[v_palivu_biom]+PTUV*(hod[TUV]-hod[otop])/(etha_b/100),kWh/rok:

end if;

Množství energie v palivu, za celý rok - numerická integrace lichoběžníkovou metodou + navýšení dle aktuální účinnosti kotle:

> Q[biom]:=0:

for i from 1 to h_working[(T[limit]-T[min])+1] by 1 do

Pakt:=(i - (i-1)) * (ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 + PTUV;

if Pakt < P_boil_max

then

 Q[biom]:=Q[biom] +

((i - (i-1))*(ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 + PTUV + (P_boil_max - PTUV - ((i - (i-1))* (ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2))*overpls/100);

else

 Q[biom]:=Q[biom] +((i - (i-1)) * (P_boil_max));

end if;

end do;

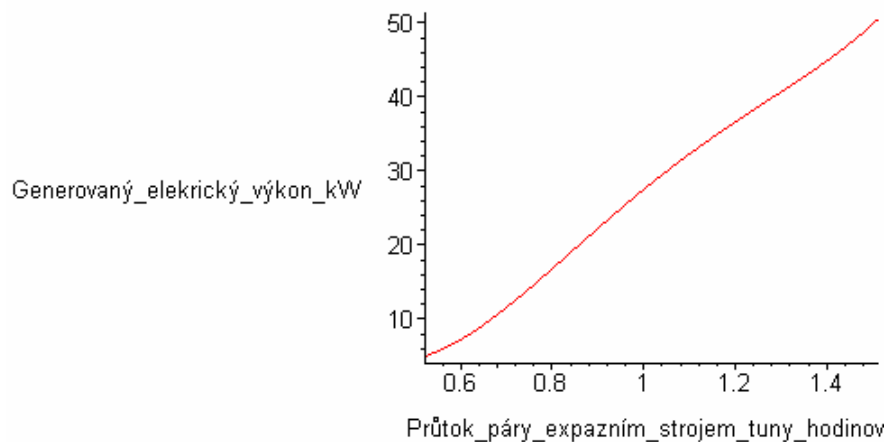
```

Q[biom];
if ((P_boil_max - PTUV)*overpls/100+PTUV) < P_boil_max and (PTUV > 0) and hod[TUV]>0
  then
    Q[biom],dim:=Q[biom]+PTUV*(hod[TUV]-hod[otop])+ ((P_boil_max -
PTUV)*overpls/100)*(hod[TUV]-hod[otop]),kWh/rok;
  else
    Q[biom],dim:=Q[biom]+PTUV*(hod[TUV]-hod[otop]),kWh/rok;
  end if;
Množství energie v palivu, za celý rok - numerická integrace lichoběžníkovou metodou + navýšení dle
aktuální účinnosti kotle:
> Q[biom_net]:=0;
for i from 1 to h_working[(T[limit]-T[min])+1] by 1 do
Pakt:=(i - (i-1)) * (ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 + PTUV;
  if Pakt < P_boil_max
    then
      Q[biom_net]:=Q[biom_net] + ((i - (i-1))*(ktst_f(i-1) + ktst_f(i))/2 + PTUV);
    else
      Q[biom_net]:=Q[biom_net] + (i - (i-1)) * ( P_boil_max );
    end if;
  end do;
Q[biom_net],dim:=Q[biom_net]+PTUV*(hod[TUV]-hod[otop]),kWh/rok;
Množství paliva spáleného za rok provozu konečného jednotky:
> m_biomasy, dim:=Q[v_palivu_biom]*3600/LHV[fuel]/1000, t/rok;
Ekonomické zhodnocení:
Inflows - příjmy:
Výnos z prodeje elektrické energie:
> Income_E, dim:=C[elE]*Q[elE], Kc/rok;
Úspora za vyrobené teplo - vytápění:
> Savings_heat, dim:=Q[biom_net]*3600*C[Q]/(10^6), Kc/rok;
Outflows - výdaje:
Hodnota spálené biomasy (za rok):
> Cost[biom], dim:=C[biom]*m_biomasy, Kc/rok;
Provozní náklady:
> Maintenance[tot], dim:=Main[exp]/100*Q[elE], Kc/rok;
Cash Flow:
> CashFlow,dim:=Income_E-Cost[biom]+Savings_heat, Kč/rok;
Annuita:
> Ann, dim:=Inv*(1+r)^pLT/((1+r)^pLT-1)*r,Kč/rok;
Zisk (Cash Flow - Annuita):
> Zisk, dim:=CashFlow - Ann, Kč/rok;
Návratnost:
> PayBCK, dim:=Inv/Zisk,roku:

Vizualizace výsledků:
Vykreslení křivky generovaného výkonu v závislosti na průtoku páry expačním strojem:
> plot(P_f, x=m[1]..m[pp], title= 'Křivka generovaného výkonu el. energie v závislosti na průtoku páry
expačním strojem`,
labels=[Průtok_páry_expačním_strojem_tuny_hodinově,Generovaný_elektrický_výkon_kW]);
> print ("Rovnice křivky generovaného výkonu v závislosti na průtoku páry expačním strojem:");
> P_f;

```

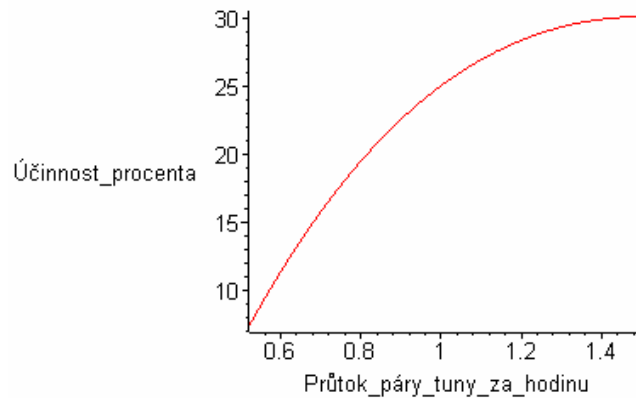
Křivka generovaného výkonu el. energie v závislosti na průtoku páry expanzním strojem



Vykreslení křivky generovaného výkonu v závislosti na průtoku páry expanzním strojem:

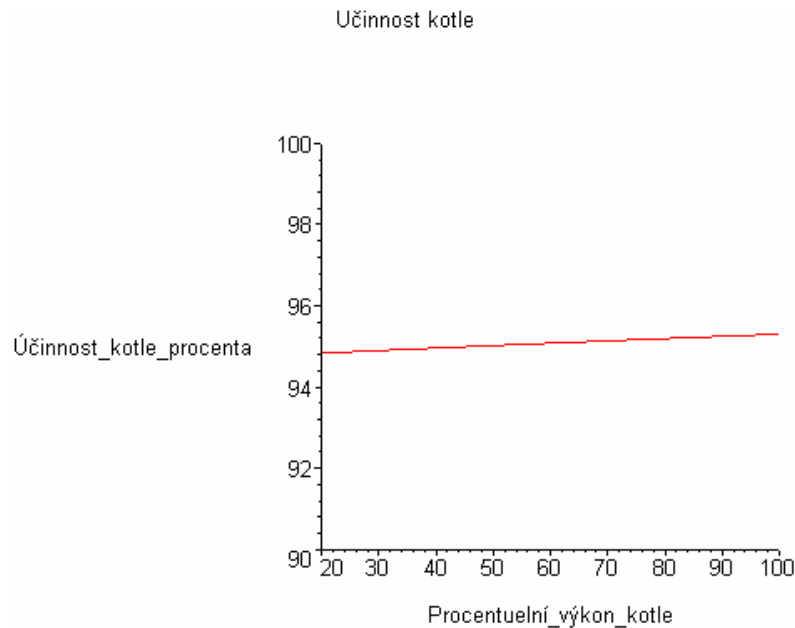
```
> plot(etha_f, x=m[1]..m[pp],title='Vnitřní termodynamická účinnost expanzního stroje',
labels=[Průtok_páry_tuny_za_hodinu, Účinnost_procenta]);
> print ("Rovnice křivky generovaného výkonu v závislosti na průtoku páry expanzním strojem:");
etha_f;
```

Vnitřní termodynamická účinnost expanzního stroje



Vykreslení křivky účinnosti kotle v závislosti na aktuálním výkonu:

```
> plot(etha_boil_f, x=20..100, y=90..100, title='Účinnost kotle', labels=[Procentuelní_výkon_kotle,
Účinnost_kotle_procenta]);
> print ("Rovnice křivky účinnosti kotle:");
etha_boil_f;
```



Křivka trvání potřeby tepla s význačeným generovaným elektrickým výkonem:

>

```
p1:=plot([seq([convert(h_working,list)[i],convert(P_needed,list)[i]],i=1..26)],style=point,symbol=circle,color=blue):
```

```
p2:=plot([seq([convert(h_working,list)[i],convert(P_needed,list)[i]],i=1..26)],style=line,color=red):
```

```
p3:=plot([seq([convert(h_working,list)[i],convert(gen_elvykon_g,list)[i]],i=1..26)],style=point,symbol=circle,color=green):
```

```
p4:=yshift(PTUV,p2):
```

```
p5:=PLOT(CURVES([[hod[otop],PTUV],[hod[TUV],PTUV],[hod[TUV],0],[0,0]]],COLOR(HUE,0),VIEW(DEFAULT,DEFAULT))):
```

```
p6:=plot([seq([convert(h_working,list)[i],convert(gen_elvykon_g,list)[i]],i=1..26)],style=line,color=green):
```

```
p7:=yshift(PTUV,p1):
```

```
p8:=PLOT(CURVES([[0,P_boil_max],[hod[TUV],P_boil_max]]],COLOR(RGB,136,0,0),VIEW(DEFAULT,DEFAULT))):
```

```
p9:=PLOT(CURVES([[0,(P_boil_max)*P_boil_pct_min/100],[hod[TUV],(P_boil_max)*P_boil_pct_min/100]]],COLOR(RGB,10,200,0),VIEW(DEFAULT,DEFAULT))):
```

```
p10:=PLOT(CURVES([[hod[otop],gen_elvykon[hod[otop]]],[hod[TUV],gen_elvykon[hod[otop]]]]],COLOR(RGB,0,200,0),VIEW(DEFAULT,DEFAULT))):
```

```
if PTUV=0 or Dny[TUV]=0 then
```

```
    display({p6,p4,p1,p8,p9},title=`Křivka trvání spotřeby tepla a výroby elektrické energie`,labels=[Pracovní_čas_hod, Vygenerovaná_energie_kW]);
```

```
    else
```

```
display({p3,p4,p5,p6,p7,p8,p9,p10},view=[0..10000,0..(Pmax+PTUV)],title=`Křivka trvání spotřeby tepla a výroby elektrické energie`,labels=[Pracovní_čas_hod, Vygenerovaná_energie_kW]);
```

```
end if;
```

```
print ("Množství tepla využitého pro vytápění za rok:",Q[tepelne],kWh/rok);
```

```
print ("Množství tepla využitého pro ohřev TUV za rok:",Q[TUV],kWh/rok);
```

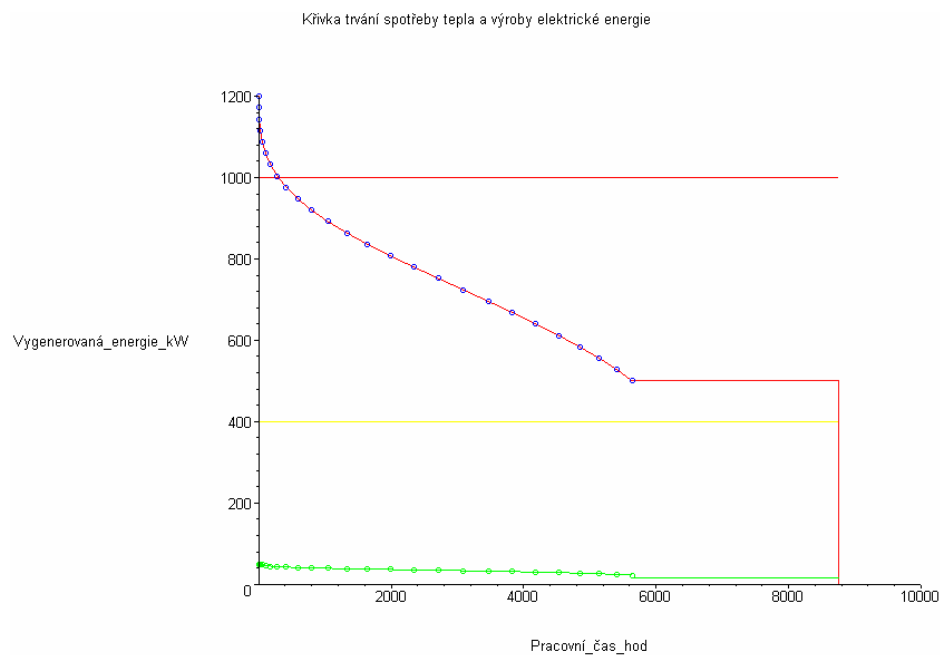
```
print ("Množství vyrobeného tepla za rok:",Q[tepelne_tot],kWh/rok);
```

```
print ("Množství využitého tepla ze spálené biomasy za rok:",Q[biom],kWh/rok);
```

```
print ("Množství tepla ve spálené biomase za rok:",Q[v_palivu_biom],kWh/rok);
```

```
print ("Množství vygenerované elektrické energie za rok:",Q[elE],kWh/rok);
```

```
print ("Množství spálené biomasy za rok:",m_biomasy,t/rok);
```

"Množství tepla využitého pro vytápění za rok:" , $0.2981435536 \cdot 10^7, \frac{kWh}{rok}$

"Množství tepla využitého pro ohřev TUV za rok:" , $4380000, \frac{kWh}{rok}$

"Množství vyrobeného tepla za rok:" , $0.5950103480 \cdot 10^7, \frac{kWh}{rok}$

"Množství využitého tepla ze spálené biomasy za rok:" , $0.5935308897 \cdot 10^7, \frac{kWh}{rok}$

"Množství tepla ve spálené biomase za rok:" , $0.6175379548 \cdot 10^7, \frac{kWh}{rok}$

"Množství vygenerované elektrické energie za rok:" , $260689.1227, \frac{kWh}{rok}$

"Množství spálené biomasy za rok:" , $1852.613864, \frac{t}{rok}$

Ekonomické ukazatele:

```
> print ("Ekonomické ukazatele:");
print ("INFLOWS:");
print ("Výnos z prodeje elektrické energie:",Income_E, Kč/rok);
print ("Úspora/výnos z tepla:",Savings_heat, Kč/rok);
print ("OUTFLOWS:");
print ("Náklady na spálenou biomasu:",Cost[biom], Kč/rok);
print ("Náklady na provoz zařízení:",Maintenace[tot], Kč/rok);
print ("ANNUITA:");
print ("Annuita:", Ann, Kč/rok);
print ("CASH FLOW:",CashFlow-Ann, Kč/rok);
print ("Návratnost investice:",PayBCK, roku);
```

"Ekonomické ukazatele:"

"INFLOWS:"

"Výnos z prodeje elektrické energie:", $901984.3645, \frac{Kč}{rok}$

"Úspora/výnos z tepla:", $0.1354073984 \cdot 10^8, \frac{Kč}{rok}$

"OUTFLOWS:"

"Náklady na spálenou biomasu:", $0.2778920796 \cdot 10^7, \frac{Kč}{rok}$

"Náklady na provoz zařízení:", $7820.673681, \frac{Kč}{rok}$

"ANNUITA:"

"Annuita:", $831422.6550, \frac{Kč}{rok}$

"CASH FLOW:", $0.1083238076 \cdot 10^8, \frac{Kč}{rok}$

"Návratnost investice:", $1.743742989, roku$

Příloha 2: Seznam vstupních proměnných výpočtu s popisem

KOTEL

VELIČINA	SYMBOL	POPIS
Maximální výkon biomasového kotle	P_boil_max	Maximální výkon biomasového kotle. Tato hodnota výkonu slouží k výpočtu množství spáleného paliva připadající na biomasový kotel, pokud je maximální požadované množství dodávaného tepla je vyšší než maximální výkon kotle. Údaj je též nezbytný pro finální ekonomickou bilanci.
Minimální výkon kotle, při němž je kotel schopen pracovat nepřetržitě	P_boil_pct_min	Minimální výkon kotle, při němž může kotel pracovat nepřetržitě. Tento údaj ohraničuje společně s maximálním a minimálním průtokem páry pracovní rozmezí tepelného stroje, neboť tepelný stroj není schopen pracovat s párou, která není dodávána nepřetržitě.
Účinnost kotle v závislosti na aktuálním vytížení kotle	P_boil_p, etha_boil	Účinnost kotle v závislosti na aktuálním výkonu je možno získat od výrobce kotle. Procentuelní výkon kotle a tomu odpovídající účinnost je nutné jako v případě křivky generovaného výkonu tepelného stroje opět zanést do dvou pracovních polí.

KONDENZÁTOR

VELIČINA	SYMBOL	POPIS
Teplota kondenzátu na výstupu z kondenzátoru	T[expout]	Teplota kondenzátu na výstupu z kondenzátoru je nezbytným parametrem pro výpočet tepelného výkonu předaného v kondenzátoru. (Teplota kondenzátu byla zvolena ve výpočtovém modelu o 10°C nižší než je teplota sytosti při daném tlaku)

TEPELNÝ STROJ

VELIČINA	SYMBOL	POPIS
Teplota páry na vstupu to tepelného stroje	T[eng_in]	Teplota a tlak páry před resp. za tepelným strojem jsou nezbytné parametry k určení entropie, entalpií před a za tepelným strojem a následně i jeho vnitřní termodynamické účinnosti.
Absolutní tlak páry na vstupu do tepelného stroje	p[eng_in]	
Absolutní tlak páry na výstupu z tepelného stroje	p[eng_out]	
Minimální hmotnostní průtok páry, při němž je tepelný stroj schopen pracovat	min_prutok_pary	Maximální a minimální hmotnostní průtok páry je důležitý k výpočtu průběhu entalpického spádu v kondenzátoru. Pokud je hmotnostní průtok páry větší než je největší přípustný hmotnostní průtok páry expanzním strojem, je přebytek hmotnostního toku páry do kondenzátoru odveden by-passem. Entalpie páry procházející by-passem bude rozdílná od entalpie páry zpracované tepelným strojem. Pokud hmotnostní průtok páry nedosahuje dostatečného množství, je opět odveden do kondenzátoru by-passem. Entalpie páry je po té opět jiná než kdyby byla pára zpracována v tepelném stroji.
Maximální hmotnostní průtok páry, při němž je tepelný stroj schopen pracovat	max_prutok_pary	
Křivka generovaného el. výkonu v závislosti na průtoku páry tepelným strojem	m, P	Křivka generovaného elektrického výkonu v závislosti na průtoku páry je velmi důležitou součástí výpočtu. Křivku je možno získat od výrobce tepelného stroje. Z křivky je nutné odečíst několik hodnot průtoků a zadat je do výpočtového programu v podobě 2 matic – matice hmotnostních průtoků a matice jim odpovídajících generovaných elektrických výkonů.
Účinnost alternátoru tepelného stroje	etha_alt	Účinnost alternátoru tepelného stroje je údaj, který byl uvažován, aby bylo dosaženo vyšší přesnosti výpočtu účinnosti tepelného stroje. Výsledky výpočtu příliš neovlivňuje neboť účinnosti alternátorů jsou velmi blízké 1 (~100 %).

PROVOZNÍ ÚDAJE

VELIČINA	SYMBOL	POPIS
Počet dnů otopného období	Dny[otop]	Počet dnů otopného období – hodnota této proměnné záleží na geografickém umístění technologie – např. pro hl. město Praha je otopné období 216 dnů. V našem výpočtu je počítáno s 235 dny.
Počet dnů trvání potřeby teplé užitkové vody	Dny[TUV]	Počet dnů trvání spotřeby teplé užitkové vody – hodnota tohoto parametru je standardně nastavena na 365 dní v roce, neboť se počítá s tím, že přílehlé provozy budou fungovat po celý rok.
Maximální potřebný výkon na pokrytí tepelných ztrát objektu při nejnižší návrhové teplotě dle ČSN 73 0540-1	Pmax	Maximální potřebný výkon na pokrytí tepelných ztrát objektu při nejnižší návrhové teplotě dle ČSN 73 0540-1
Nejnižší venkovní návrhovou teplotu dle ČSN 73 0540-1	T[min]	Nejnižší návrhová teplota dle ČSN 73 0540-1. Ve výpočtu je počítáno s hodnotou – - 12°C.
Nejvyšší venkovní teplotu, při které se objekt ještě bude vytápět	T[limit]	Nejvyšší venkovní teplota, při které se objekt ještě vytápí. Ve výpočtu je počítáno s hodnotou + 13°C.
Výkon nezbytný pro ohřev teplé užitkové vody	PTUV	Výkon nezbytný pro ohřev teplé užitkové vody. Zadaný výkon záleží na potřebách teplé užitkové vody provozovatele technologie.
Míra mařeného tepla (není nutná)	overpls	Míra mařeného tepla – funkce implementovaná do výpočtového modelu. Původně měla najít využití v případě, že by účinnost tepelného stroje rostla prudce s průtokem páry tepelným strojem, tzn. že hodnota spáleného paliva by byla vykompenzována vyššími zisky z prodeje vyrobené elektrické energie. Hodnota tohoto parametru vyjadřuje počet procent z aktuálního volného výkonu kotle, jež bude mařeno.

EKONOMICKÉ FAKTORY

VELIČINA	SYMBOL	POPIS
	pLT	Plánovaná životnost zařízení udává hodnotu přepokládané životnosti technologie jako celku.
Diskontní sazba	r	Diskontní sazba – jedná se o úrokovou míru, kterou by byly úročeny investiční prostředky na technologii, pokud by tyto prostředky vynaložil na jiné aktivity (roční zhodnocení prostředků v případě investice do konkurenční technologie, roční úroková sazba termínovaného vkladu u banky, atd..).
Celkové investiční náklady	Inv	Celkové investiční náklady jsou investiční náklady na výstavbu kompletní technologie – tj. kotle, tepelného stroje, kondenzátoru, napájecího čerpadla, porubních prvků, M&R, atd.
Cena nakupované biomasy	C[biom]	Cena nakupované biomasy udává cenu jedné tuny spalované biomasy. Cena biomasy velmi závisí na vzdálenosti od producenta ke spotřebiteli, neboť cena za dopravu biomasy tvoří významnou část nákladů.
Výhřevnost nakupované biomasy	LHV[fuel]	Výhřevnost spalované biomasy velmi závisí na podílu vody obsažené v palivu. S klesajícím podílem vody v palivu roste i jeho výhřevnost.
Cena vykupované elektrické energie	C[eIE]	Cena vykupované elektrické energie je cena za kterou bude provozovatel technologie vyrobenou elektrickou energií prodávat přímo smlouvenému zákazníkovi nebo výkupní cena elektrické energie dle rozhodnutí ERÚ. Cena také může odpovídat současné nákupní ceně elektřiny, pokud bude elektřina spotřebovávána pro vlastní potřebu.
Cena tepla v případě prodeje (případně. cena za ušetřené GJ)	C[Q]	Cena tepla za 1 GJ v případě, že by objem tepla vyrobeného biomasovým kotlem byl substituován z externího zdroje.
Výše nákladů na provoz technologie	Main	Výše nákladů na provoz technologie je souhrn veškerých výdajů na roční provoz technologie.

Příloha 3.: Venkovní výpočtové teploty a otopná období dle lokalit

Lokalita (místo měření)	Nad- mořská výška h	Venkovní výpočtová teplota t _e	Otopné období pro					
			t _{em} =12 °		t _{em} =13 °		t _{em} =15 °	
			t _{es}	d	t _{es}	d	t _{es}	d
			[°C]	[dny]	[°C]	[dny]	[°C]	[dny]
Benešov	327	-15	3,5	234	3,9	245	5,2	280
Beroun (Králov Dvůr)	229	-12	3,7	225	4,1	236	5,3	268
Blansko (Dolní Lhota)	273	-15	3,3	229	3,7	241	5,1	275
Brno	227	-12v	3,6	222	4,0	232	5,1	263
Bruntál	546	-18v	2,7	255	3,3	271	4,8	315
Břeclav (Lednice)	159	-12	4,1	215	4,4	224	5,2	253
Česká Lípa	276	-15	3,3	232	3,8	245	5,1	282
České Budějovice	384	-15	3,4	232	3,8	244	5,1	279
Český Krumlov	489	-18v	3,1	243	3,5	254	4,6	288
Děčín (Březiny,Libverda)	141	-12	3,8	225	4,2	236	5,5	269
Domažlice	428	-15v	3,4	235	3,8	247	5,1	284
Frydek-Místek	300	-15v	3,4	225	3,8	236	5,1	269
Havlíčkův Brod	422	-15v	2,8	239	3,3	253	4,9	294
Hodonín	162	-12	3,9	208	4,2	215	5,1	240
Hradec Králové	244	-12	3,4	229	3,9	242	5,2	279
Cheb	448	-15	3,0	246	3,6	262	5,2	306
Chomutov (Ervénice)	330	-12v	3,7	223	4,1	233	5,2	264
Chrudim	276	-12v	3,6	225	4,1	238	5,9	276
Jablonec nad Nisou (Liberec)	502	-18v	3,1	241	3,6	256	5,1	298
Jičín (Libáň)	278	-15	3,5	223	3,9	234	5,2	268
Jihlava	516	-15	3,0	243	3,5	257	4,8	296
Jindřichův Hradec	478	-15	3,0	242	3,5	256	5,0	296
Karlovy Vary	379	-15v	3,3	240	3,8	254	5,1	293
Karviná	230	-15	3,6	223	4,0	234	5,3	267
Kladno (Lány)	380	-15	4,0	243	4,5	258	5,0	300
Klatovy	409	-15v	3,4	235	3,9	248	5,2	286
Kolín	223	-12v	4,0	216	4,4	226	5,9	257
Kroměříž	207	-12	3,5	217	3,9	227	5,1	258
Kutná Hora (Kolín)	253	-12v	4,0	216	4,4	226	5,9	257
Liberec	357	-18	3,1	241	3,6	256	5,1	298
Litoměřice	171	-12v	3,7	222	4,1	232	5,2	263
Louny (Lenešice)	201	-12	3,7	219	4,1	229	5,2	260
Mělník	155	-12	3,7	219	4,1	229	5,3	261
Mladá Boleslav	230	-12	3,5	225	3,9	235	5,1	267
Most (Ervénice)	230	-12v	3,7	223	4,1	233	5,2	264
Náchod (Kleny)	344	-15	3,1	235	3,7	250	4,8	292
Nový Jičín	284	-15v	3,3	229	3,8	242	5,2	280
Nymburk (Poděbrady)	186	-12v	3,8	217	4,2	228	5,5	262
Olomouc	226	-15	3,4	221	3,8	231	5,0	262
Opava	258	-15	3,5	228	3,9	2329	5,2	274
Ostrava	217	-15	3,6	219	4,0	229	5,2	260
Pardubice	223	-12v	3,7	224	4,1	234	5,2	265
Pelhřimov	499	-15v	3,0	241	3,6	257	5,1	300
Písek	348	-15	3,2	235	3,7	247	5,0	284
Plzeň	311	-12	3,3	233	3,6	242	4,8	272
Praha (Karlovy)	181	-12	4,0	216	4,3	225	5,1	254
Prachatice	574	-18v	3,3	253	3,8	267	5,1	307
Prostějov	226	-15	3,4	220	3,9	228	5,0	261
Přerov	212	-12	3,5	218	3,5	252	5,1	259
Příbram	502	-15	3,0	239	3,8	230	4,9	290
Rakovník	332	-15	3,4	232	4,0	250	5,7	297
Rokycany (Příbram)	363	-15	3,0	239	3,5	252	4,9	290
Rychnov n/Kněžnou (Slatina)	325	-15	3,0	241	3,5	254	4,8	291
Semily (Libštát)	334	-18v	2,8	243	3,4	259	4,7	303
Sokolov	405	-15v	3,4	239	3,9	254	5,4	297
Strakonice	392	-15	3,3	236	3,8	249	5,2	288

Svidník	220	-18v	2,7	224	3,0	237	4,3	269
Svitavy (Moravská Třebová)	447	-15	2,9	235	3,4	248	4,8	286
Šumperk	317	-15v	3,0	230	3,5	242	5,2	277
Tábor	480	-15	3,0	236	3,5	250	5,0	289
Tachov (Stříbro)	496	-15	3,1	237	3,6	250	5,0	289
Teplice	205	-12v	3,8	221	4,1	230	5,3	261
Trutnov	428	-18	2,8	242	3,3	257	5,0	298
Třebíč (Bítoványky)	406	-15	2,5	247	3,1	263	4,6	306
Uherské Hradiště (Buchlovice)	181	-12v	3,2	222	3,6	233	5,0	266
Ústí nad Labem	145	-12v	3,6	221	3,9	229	5,0	256
Ústí nad Orlicí	332	-15v	3,1	238	3,6	251	4,9	289
Vsetín	346	-15	3,2	225	3,6	236	4,9	270
Vyškov	245	-12	3,3	219	3,7	229	4,9	260
Zlín (Napajedla)	234	-12	3,6	216	4,0	226	5,1	257
Znojmo	289	-12	3,6	217	3,9	226	5,2	256
Žďár nad Sázavou	572	-15	2,4	252	3,1	270	4,7	318